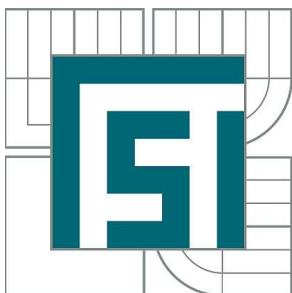


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH VŘETENÍKU ODHROTOVACÍHO STROJE

DESIGN OF HEADSTOCK OF THE DEBURRING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JIŘÍ TATÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ OMES, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Tatíček

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce :

Návrh vřeteníku odhroťovacího stroje

v anglickém jazyce:

Design of headstock of the deburring machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Odhroťovací stroj slouží ke srážení hran, popřípadě k zarovnání čel kruhových tyčí. Odhroťovací stroj se skládá z rámu na kterém jsou uchyceny posuvové mechanismy. Na vertikálním posuvovém mechanismu je uchycen vřeteník s frézovací hlavou s nástroji. Z čelní strany stroje je na rámu uchycen upínač tyčí. Jednotlivé části musí být chráněny kryty proti odlétajícím třískám.

Základní technické údaje:

Průměr tyčí 20-100 mm

Mez pevnosti 1500 MPa, Mez kluzu 1200 MPa

Délka sražení 0,5 – 6 mm, Úhel sražení 30, 45, 60 °

Délka zarovnání tyčí 1 – 3 mm

Úroveň tyče + 1000 mm

Cíle diplomové práce:

1. Technická zpráva s popisem funkce zařízení
2. Technický návrh odhroťovacího stroje, vřeteníku s pohonem
3. Technický návrh frézovací hlavy
4. Detailní výkres alespoň dvou součástí
5. Výpočet: -řezných sil
-pohonu vřeteníku, pevnostní výpočet vřetene
-životnosti ložisek

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců obráběcích strojů, www.infozdroje.cz,


www.mmspektrum.com

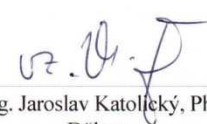
Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Omes, Ph.D.

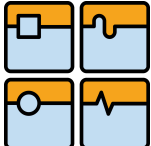
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 21.11.2014




doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu


doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je návrh odhroťovacího stroje, se zaměřením na vřeteník, schopného zarovnávat čela a srážet hrany u tyčí kruhového průřezu. Na začátku práce je stručná rešerše konstrukčních uzlů, používaných při stavbě obráběcích strojů. V rámci práce bylo provedeno i měření řezných sil pro určení zatížení stoje. Práce obsahuje i řadu výpočtů, jež zdůvodňují použití zvolených komponent. Výstupem práce je také 3D model.

KLÍČOVÁ SLOVA

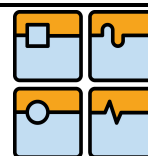
Odhroťovací stroj, vřeteník, pohybové osy, vřeteno, inspekční linky, frézování, soustružení.

ABSTRACT

The aim of this thesis is design of deburring machine, focusing on the headstock, capable of aligning the front side and chamfering at the round bars. At the beginning is a short research design nodes, used in the construction of machine tools. As part of the work was done and the measurement of cutting forces to determine the load while standing. Work also includes a series of calculations to justify the use of selected components. The outcome of the work is also a 3D model.

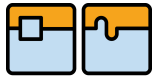
KEYWORDS

Deburring machine, headstock, axes of motion, spindle, inspection line, milling, turning.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TATÍČEK, J. *Návrh vřeteníku odhrotovacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 130 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Omes, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

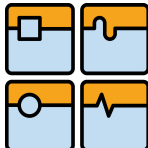
ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Omese, Ph. D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2015

.....

Bc. Jiří Tatíček

Str. 7	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

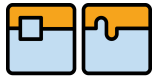
PODĚKOVÁNÍ

Tímto způsobem bych chtěl poděkovat panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za příkladné vedení mé práce a velmi cenné rady a připomínky. Dále bych rád poděkoval Ing. Josefu Drápelovi a Ing. Josefu Dvořákovi rovněž za poskytnutí cenných rad. Ing., Dipl.-Ing. Michalovi Holubovi, Ph.D. za přínosné konzultace. Současně mé díky patří i panu Milanu Rusiňákovi za pomoc při experimentálním měření. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům, jež mě při psaní této práce podporovali.

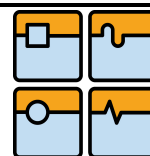
OBSAH

Úvod.....	11
1 Obráběcí stroje	13
1.1 Rám stroje	13
1.1.1 Materiály rámu.....	13
1.1.2 Konstrukce rámu.....	15
1.1.3 Uložení rámu.....	16
1.2 Lineární posuvové soustavy	16
1.2.1 Způsoby náhonu.....	17
1.2.2 Vedení.....	23
1.3 Odměrování polohy.....	27
1.4 Ochranné kryty.....	28
1.5 Vřetena	30
1.5.1 Způsob zástavby	30
1.5.2 Uložení vřetena	31
1.5.3 Mazání ložisek	32
1.5.4 Utěsnění vřetene	32
1.5.5 Pohon vřetene	33
1.5.6 Druhy kuželů.....	34
1.5.7 Upínací systém.....	35
1.6 Nástroj	36
2 Používané konstrukce odhrotovacích strojů	37
2.1 Odhrotovací stroj od CZ Strakonice	37
2.2 Odhrotovací stroj od firmy Mair	38
2.3 Odhrotovací stroj od firmy Stella.....	38
2.4 Odhrotovací stroj od firmy Labco.....	39
3 Určení zatížení od řezných sil.....	40
3.1 Rozdělení měření a měřicích přístrojů	40
3.1.1 Nepřímé měření	40
3.1.2 Přímé měření.....	40
3.1.3 Měřicí přístroje	41
3.2 Vlastní experiment	41
3.2.1 Cíl experimentu.....	41
3.2.2 Parametry experimentu	41
3.2.3 Měřicí aparatura.....	42
3.2.4 Příprava měření.....	43

3.2.5	Průběh měření	44
3.2.6	Výstupy z měření	46
3.3	Výpočet zatížení	48
3.3.1	Zatížení od soustružení	48
3.3.2	Zatížení od frézování	53
4	Varianty návrhu stroje	57
4.1	První varianta	57
4.2	Druhá varianta	58
4.3	Volba optimální varianty	59
5	Vlastní konstrukce	60
5.1	Volba pohonu	60
5.1.1	Výpočet zatížení motoru	60
5.1.2	Určení zatěžovacího cyklu	60
5.1.3	Volba motoru	62
5.1.4	Statická kontrola motoru	63
5.1.5	Dynamická kontrola motoru	64
5.2	Návrh vřetene	66
5.2.1	Určení silového působení na vřeteno	66
5.2.2	Výpočet optimální vzdálenosti ložisek	68
5.2.3	Volba ložisek	72
5.2.4	Výpočet trvanlivosti ložisek	72
5.2.5	Vlastní návrh vřetene	77
5.2.6	Pevnostní výpočet vřetene	78
5.3	Návrh vřeteníku a převodové skříně	87
5.4	Návrh nástroje	88
5.5	Návrh lože	90
5.6	Návrh suportu	91
5.7	Lineární posuvové soustavy	92
5.7.1	Pohony posuvných os	93
5.7.2	Vedení posuvných os	103
5.8	Návrh upínacího mechanismu	107
5.8.1	Kontrolní výpočet upínače	108
5.9	Shrnutí vlastní konstrukce	110
6	Popis funkce	112
	Závěr	113
	Seznam použitých zkratk a symbolů	120

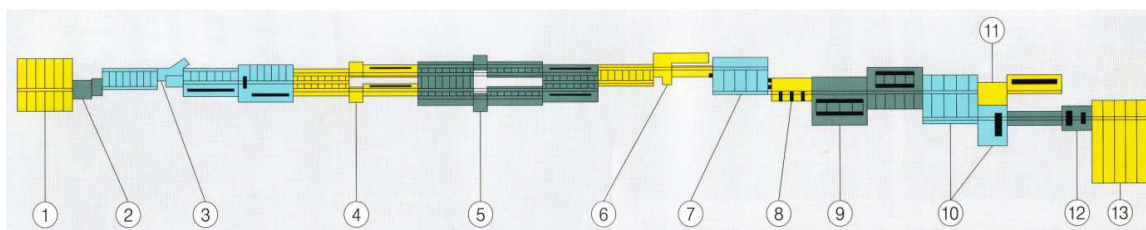
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Seznam obrázků, tabulek a grafů	127
Seznam příloh na CD	130



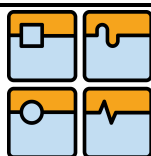
Úvod

Výroba ocelových tyčí s kruhovým průřezem probíhá v ocelárnách na válcovacích tratích, což jsou seskupení různého počtu válcovacích stolic. Zařízení válcovacích tratí lze rozdělit na základní, zahrnující zařízení pro vlastní válcování, a na pomocná, což jsou zařízení pro pohyb materiálu, ohřev, dělení, rovnání, kontrolu a další. Některá pomocná zařízení do sebe zahrnují inspekční a rovnací linky, jež mimo jiného patří do portfolia výrobků firmy Žďas. Průchod těmito linkami zvyšuje přidanou hodnotu válcovaného tyčového materiálu, což umožní výrobcí garantovat jeho podstatné parametry kvality. Mezi tyto parametry je možné řadit rovinnost, absenci vnitřních a povrchových vad, přesnost příčných rozměrů, kvalitu povrchu, jakost materiálu a v neposlední řadě i délkové rozměry v požadovaném sortimentu a toleranci. Jednotlivá zařízení jsou projektována na základě požadavků zákazníka a pro jejich sortiment produkce. Linky bývají vybaveny pokročilým řídicím systémem, jenž se stará o zcela automatický chod celé linky a zároveň sbírá data z jednotlivých zařízení, které následně vyhodnocuje a zpracovává do formy atestu. Příklad schématu inspekční linky je znázorněn na obr. 1. [27, 39]



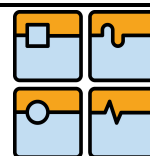
Obr. 1 Příklad schématu inspekční linky [27]

- 1) Zavážení a rozduřování tyčí
- 2) Tryskání tyčí
- 3) Rovnání tyčí na 15 - ti válečkové rovnačce
- 4) Loupání tyčí (2 paralelní větve)
- 5) Hlazení tyčí (2 paralelní větve)
- 6) Dělení na obchodní délky
- 7) Odhrotování konců a značení tyčí
- 8) Defektoskop
- 9) Vytříd'ování vadných tyčí
- 10) Paketování tyčí a vázání paketů
- 11) Konzervace tyčí
- 12) Balení paketů
- 13) Sklad expedice paketů [27]

*Obr. 2 Inspekční linka [27]*

Jedním z požadavků, které kladou zákazníci na válcovaný tyčový materiál, je tzv. odhrotování, neboli vytvoření technologických úkosů na koncích tyčí. Tyto úkosy neboli sražení jsou výhodné a zároveň i nutné z několika důvodů. Nutnost sražení hran přichází s defektoskopií, jež se provádí pro zjištění vnitřních a povrchových vad. Vnitřní vady se obvykle zjišťují ultrazvukem, pro identifikaci povrchových vad se dnes nejčastěji používají circography a circofluxy. Circography pracují na bázi vířivých proudů, které umožňují bezkontaktně rozpoznat defekty v povrchu tyčí a předat o tom informaci řídicímu systému. Podobnou funkci, avšak na bázi toku střídavého magnetického pole, nabízí circoflux. Ačkoli při těchto kontrolách dochází k bezkontaktnímu měření, snímací hlavy se pohybují velmi těsně nad povrchem tyče. Zde by v případě tyčí s neobrobeným koncem mohlo dojít k poškození snímacích hlav otřepy. Sražení hran konců tyčí je také používáno a vyžadováno pro tyče určené k tažení, kdy jsou úkosy na koncích tyčí nutné z důvodu snazšího zavádění tyčí do průvlaku.

Mnohdy je vyžadováno i zarovnání čel konců tyčí, které se provádí frézováním, především kvůli délkové přesnosti. [28, 29]



1 OBRÁBĚCÍ STROJE

Obráběcí stroje, které se používají pro oblast technologií třískového obrábění, je možné rozdělit na tři hlavní skupiny:

- Mnohoúčelové, neboli univerzální obráběcí stroje, jež jsou určeny pro výrobu menšího počtu součástí, pro tzv. malosériovou výrobu, avšak jejich hlavní doménou je vysoká pružnost a tím i velká škála možností jejich použití
- Víceúčelové obráběcí stroje se primárně používají pro středně velké počty vyráběných kusů. Hlavním znakem této skupiny obráběcích strojů je možnost rychlého seřízení na nový program v určitém časovém úseku, avšak rozsah možností jejich použití je již částečně omezen
- Jednoúčelové obráběcí stroje (JÚS) jsou určeny pro velké počty vyráběných součástí, pro tzv. velkosériovou či hromadnou výrobu. Jsou navrženy pro jednu nebo několik málo primárních aplikací (2 až 4), což poskytuje vysokou výrobní výkonnost oproti předchozím skupinám [30]

S vysokou výrobní výkonností JÚS úzce souvisí fakt, že tyto stroje jsou už od počáteční fáze návrhu vyvíjeny na základě potřeb výroby jednoho určitého výrobku. Z toho však pramení nutnost vyvíjet každý JÚS na míru dle požadavků daného technologického zadání, což je značně finančně náročné. Proto se výrobci snaží do návrhu JÚS vnést jakousi sériovost tím, že se pokouší co nejvíce využívat stavebnicovou koncepci, jež spočívá ve využívání normovaných, či standardizovaných uzlů a prvků v konstrukci stroje. [30]

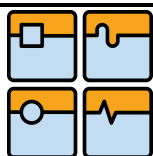
Celková konstrukce JÚS se skládá z několika prvků nebo uzlů, které mají větší, či menší vliv na výsledné parametry stroje. Pro každý prvek může existovat více variant a možností, jejich volbou je možné vlastnosti daného prvku měnit.[2, 31]

1.1 RÁM STROJE

Základním rámem stroje je nazýván soubor prvků, mezi něž patří lože a stojany, případně příčník, sloupy a konzoly, které svými vlastnostmi výrazně ovlivňují přesnost a kvalitu obrábění. Při návrhu těchto prvků je nutné respektovat a splňovat řadu všeobecně platných požadavků, mezi které patří dobrá statická tuhost, dynamická a tepelná stabilita, umožnění dobrého odvodu třísek, jednoduchá a efektivní výroba a nízká hmotnost. [2, 31]

1.1.1 MATERIÁLY RÁMU

Velkou část z těchto požadavků je možné ovlivnit volbou materiálu, jež bude pro výrobu rámu použit. Většina rámu obráběcích strojů je vyráběna z kovových materiálů, především pak svařované rámy z oceli nebo odlévané z litiny. V dnešní době však roste četnost použití nekonvenčních materiálů, od různých typů vláknových kompozitů, přes polymerbeton nebo vysokopevnostní (HPC) beton až po keramiku, či přírodní žulu neboli granit. Výjimkou nejsou ani kombinace různých materiálů souhrnně označovaných jako hybridní materiály. [2, 32]



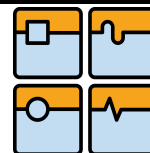
	Kovové materiály				Vláknové kompozity s epoxidovou pryskyřicí					
	ocel	litina	Částicové kompozity		uhlíkové vlákno HM vyztužení	uhlíkové vlákno HM vyztužení #	uhlíkové vlákno HT vyztužení	uhlíkové vlákno HT vyztužení #	aramidové vlákno vyztužení	vlákno z E-skla vyztužení
			polymerbeton	HPC beton						
Měrná hmotnost [kg.m ⁻³]	7 850	7 200	2 300–2 500	2 200–2 500	1 600	1 600	1 600	1 600	1 400	2 000
Poissonova konstanta [–]	0,3	0,2 – 0,3	0,25–0,3	0,2–0,3	–	–	–	–	–	–
E-modul [GPa]	210	70–10	30–44	50 – 60	360	120	144	48	50	40
Pevnost v tahu [MPa]	400–1 600	150–400	10–40	8–10	1 200	400	2 400	800	200	1 100
Pevnost v tlaku [MPa]	250–1 200	700–1 200	140–160	100–200	–	–	–	–	–	–
Pevnost v ohybu [MPa]	150–600	100–300	15–50	3 – 8	–	–	–	–	–	–
Dekrement útlumu [–]	0,002	0,003	0,02–0,03	0,02–0,03	–	–	–	–	–	–
Součinitel délkové roztažnosti [10 ⁻⁶ /K]	11–18	10	9–18	10,6	–0,5	–1	0	0,5	–3,5	5
Tepelná vodivost [Wm ⁻¹ K ⁻¹]	47–	50	1–3	1,7	50	1	10	1	0,1	0,6
Měrná tepelná kapacita [KJkg ⁻¹ K ⁻¹]	0,49	0,45	0,7–1,3	0,9	1	1	1	1	1,5	1,1

Obr. 3 Porovnání vybraných vlastností pro různé materiály [2]

Kovové materiály, jak již bylo výše uvedeno, jsou nejpoužívanějšími materiály pro výrobu rámu. Jejich časté použití je způsobeno především příznivou cenou, poměrně dobrými vlastnostmi, relativně snadným zpracováním, různými možnostmi částečně měnit jejich vlastnosti určitými zásahy do struktury, případně jejich chemického složení. V neposlední řadě má na to jistě vliv i osvědčenost materiálu a léta zkušeností s jeho používáním. Pokud je jako materiál pro výrobu rámu zvolena ocel, je nutné následně ještě zvážit, jestli bude vhodnější a výhodnější vyrobit součást jako odlitek, nebo jako svařovanou součást. Pokud by byla součást vyráběna jako odlitek, musí konstruktér již při návrhu brát zřetel na technologii odlévání a přizpůsobit jí návrh součástí. Velmi často však musí docházet ke kompromisu mezi technologií a konstrukcí. Lože nebo stojan vyrobený technologií odlévání je obvykle těžší než svařovaný ze třech hlavních důvodů. Litina má menší modul pružnosti v tahu i ve smyku, z toho důvodu je nutné při stejné požadované tuhosti volit u odlitku větší tloušťku stěny nežli u součásti svařované z ocelového plechu. Druhý důvod je ten, že u odlitků se průřezy namáhané na krut nedají vytvořit zcela uzavřené, proto je třeba volit stěny o větší tloušťce a případně i hustší žebrování. Poslední důvod souvisí s technologií odlévání, protože někdy by pro splnění požadavků na tuhost stačila tenká stěna, avšak kvůli možnostem odlití a následného ochlazování musí být silnější. S technologií odlévání se neoddelitelně pojí i výroba modelů, jež se poté využívá při tvorbě formy. Výroba modelu je dosti nákladná a obvykle i časově náročná, z toho důvodu se výroba odlévaných součástí vyplatí až při výrobě většího počtu odlitků. Nepočítáme-li však cenu modelu, bývají náklady na odlévání nižší než na svařování. Svařování se obvykle používá pro kusovou výrobu, kdy se výroba modelu nevyplatí. [2, 31]

Častý důvod pro volbu odlévaného lože byl ten, že litina a celkově odlitek má oproti svařenci mnohem lepší vlastnosti v oblasti tlumení vibrací a kmitání. Avšak některé výzkumy dokazují, že schopnost svařenců tlumit vibrace není tak špatná. Při chvění se jednotlivé díly v místech spoje nepatrně pohybují, čímž v nich díky těsnému styku částí vzniká tření, které působí jako tlumení onoho chvění. [2, 31]

Při výrobě svařované konstrukce se používají ocelové profily, či válcované plechy z materiálů se zaručenou svařitelností. Velikost, počet a směr svarů však musí být volena tak, aby nedocházelo k vnitřnímu pnutí, jež by způsobilo zhoršení profilu, avšak jisté vnitřní pnutí v konstrukci zůstane a je třeba ho odstranit tepelným zpracováním. Jednou z nevýhod je také to, že materiály používané k výrobě svařenců, oproti litinám, jsou obvykle nevhodné pro výrobu vodicích ploch, což je nutné napravit tím, že se vodicí plochy vyrábějí z jiného materiálu a jsou na lože většinou přišroubovány. [2, 31]



Při využití nekovových materiálů pro výrobu rámu se nejčastěji setkáme s částicovými kompozity, mezi které patří přírodní žula (granit) a betony. Částicové kompozity, se díky velmi dobrým materiálovým vlastnostem nejčastěji využívají pro rámy velmi přesných strojů pro mikrofézování, broušení, či měřicí souřadnicové stroje. Výroba dílů z částicových kompozitů je velmi nákladná a složitá, proto její použití pro kusovou výrobu rámu obráběcího stroje není proveditelné z ekonomických důvodů. [2, 32]



Obr. 4 Příklad použití rámu z granitu u souřadnicového měřicího stroje [33]

Z dalších materiálu lze použít i vláknové kompozity nebo keramiku na bázi hliníku a křemíku. U kompozitů, jež vznikají spojením vyztužujících vláken a spojovací matrice, se nabízí možnost využití anizotropních vlastností materiálu. Keramika nabízí obdobné vlastnosti jako granit, avšak výhodou je možnost třískového obrábění keramiky. Především kvůli vysoké ceně a nedostatku zkušeností s navrhováním dílů z vláknových kompozitů, případně z keramiky, jsou tyto materiály málo používané, zatím především k výzkumným účelům. [2, 32]

Jisté zastoupení mají i hybridní materiály vzniklé spojením dvou nebo více materiálů. Za hybridní materiál je možné považovat i svařovanou, či odlitou konstrukci, jejíž dutiny se vyplní pískem nebo betonem, čím v loži vznikne určité předpětí, které může pozitivně ovlivnit parametry rámu, čehož se v praxi mnohdy využívá. Další možností hybridního materiálu jsou tzv. sendvičové materiály, což je kombinace oceli a hliníkové pěny, z nichž se vyrábějí polotovary desek, ze kterých je možné svařovat složitější struktury. Sendvičové materiály bývají levnější, nežli kompozity, avšak navrhování dílů z těchto materiálu je složitější. [2, 32]

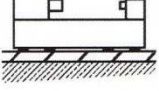
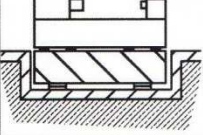
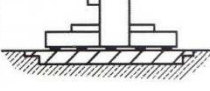
1.1.2 KONSTRUKCE RÁMU

Další možnosti, jak při návrhu ovlivnit vlastnosti rámu, potažmo celého stroje, přináší volba vhodné konstrukce. Největší vliv na přesnost stroje má statická tuhost lože, případně celého stroje. Je možné tuhost rozdělit na dílčí tuhost, kdy se zkoumá na jednotlivých dílech konstrukce, například tuhost vřetene, a celkovou tuhost celého stroje. Statická tuhost může být také dělena na relativní a absolutní, přičemž absolutní tuhost je měřena vzhledem k základu. Oproti tomu ta relativní je tuhost mezi dvěma díly konstrukce. U soustruhu lze vyšetřovat relativní tuhost mezi nástrojem a obrobkem, která je v tomto případě důležitější než absolutní. Statickou tuhost lze ovlivnit volbou vhodného tvaru základního profilu a žebrováním. V dnešní době už nestačí navrhovat rám jen s vysokou statickou tuhostí, čili rám odolný vůči zatížení od řezného procesu nebo od hmotností jednotlivých dílů stroje, popřípadě obrobku, ale je vyžadována i dynamická tuhost rámu. Ta zahrnuje tlumení

chvění a vibrací, které vznikají především v řezném procesu, ale i u špatně navržené, či opotřebované posuvové jednotky, protože i chvění má vliv na kvalitu obrábění. V neposlední řadě je nutné zabezpečit i dobrý odvod třísek, nejen z důvodu možného poškození vedení, či jiných pohyblivých částí, ale především kvůli tepelnému zatížení konstrukce, jež je spojeno s teplotní dilatací a se změnou rozměrů zasažených dílců. Z toho důvodu je snaha navrhovat konstrukci rámu tak, aby třísky co nejrychleji padaly mimo rám do zásobníku, případně byly jednotkou pro odvod třísek odstraněny z prostoru stroje. Díly, které by mohly přijít do kontaktu s třískami, je nutné ochránit krytováním, případně chlazením zajistit jejich konstantní teplotu. [2, 31]

1.1.3 ULOŽENÍ RÁMU

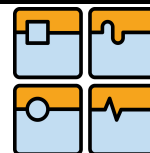
Další faktor, jenž může zvýšit tuhost rámu, je jeho uložení a upevnění k základu. Tuhé spojení stroje se základem může zvýšit celkovou tuhost i několikanásobně. Uložení samozřejmě závisí nejen na velikosti a typu stroje, ale také na jeho okolí. V mnoha případech není po uložení požadováno jen, aby pevně spojilo stroj se základem, ale vyžaduje se i přesnost uložení, a ve většině případů i tlumení a izolaci rázů přicházejících od okolních strojů v hale. Základní členění uložení obráběcích strojů na základ je znázorněno na obrázku 8. [1, 2]

Druh uložení stroje na základ			
Použití – vlastnosti	volné ustavení na základové desce – podlaze	uložení na samostatném izolovaném základě	uložení na samostatném základě
oblast využití	malé (lehké) stroje	přesné obráběcí stroje	střední a velké obráběcí stroje
tuhost obráběcího stroje	vlastní tuhost dobrá (samonosný rám)	celková tuhost rámu nízká (nesamonosný rám)	celková tuhost rámu nízká (nesamonosný rám)
účel ukládacích prvků	tlumení + ustavení stroje	tlumení – ustavení stroje – tuhé spojení se základem	ustavení stroje + tuhé spojení se základem

Obr. 5 Vliv uložení na vlastnosti rámu [2]

1.2 LINEÁRNÍ POSUVOVÉ SOUSTAVY

Posuvové jednotky se u obráběcích strojů používají k vyvozování hlavních řezných pohybů, což jsou pohyby nástroje, případně obrobku ve směru řezné rychlosti. Současně však i vyvození pomocných řezných pohybů, což zahrnuje posuv, či přísuv ve směru kolmém k řezné rychlosti, případně přiblížení nástroje k obrobku před zahájením nebo jejich oddálení po ukončení řezného procesu. Počet směrů, kterými lze nezávisle na sobě nastavovat polohu obrobku a nástroje, nazývaný též počet stupňů volnosti, je v dnešní době významný parametr obráběcího stroje. Na posuvové soustavy jsou kladeny požadavky, jako jsou vysoká tuhost, velký regulační rozsah, přijatelná dynamika a kinematika,



přesnost signálů bez zkreslení a kvalitní regulace. Návrh posuvové soustavy v sobě zahrnuje i volby optimálního způsobu náhonu, typu vedení, případně i typu a způsobu odměřování polohy, krytování nebo mazání. [1, 3]

1.2.1 ZPŮSOBY NÁHONU

Lineární pohyb lze vyvozovat dvěma hlavními způsoby, a to transformací rotačního pohybu servopohonu, případně aplikací přímo lineárního motoru, který může být elektrický synchronní nebo asynchronní. V dnešní době je častější využití prvního způsobu, jež je obvykle prováděn jednou ze tří možných variant. První variantou je použití kuličkového šroubu a matice, další pomocí pastorku a hřebenu a poslední variantou je použití šneku a hřebenu. [2]



Obr. 6 Kuličkový šroub a matice [7]



Obr. 7 Pastorek a hřeben [8]

KULIČKOVÝ ŠROUB A MATICE

Náhon pomocí kuličkového šroubu a matice (KŠM) je při návrhu stroje v dnešní době, z výše uvedených variant nejpoužívanější. Výrobci obvykle poskytují širokou škálu různých typů kuličkových šroubů, přizpůsobených pro plnění nejčastějších požadavků různých oborů průmyslu. Základními částmi tohoto způsobu náhonu lineárních os je matice s valivými elementy a kuličkový šroub. Rotací matice vůči šroubu je rotační pohyb transformován na přímočarý. Podle potřeb a parametrů aplikace lze volit z trojice variant, nejběžnější je varianta A, matice koná pouze přímočarý pohyb a rotační pohyb vykonává šroub. Varianta B spočívá v tom, že rotační a přímočarý pohyb zároveň může konat matice, a šroub je pevně uložený. Někdy je možné výhodně použít spojení předchozích dvou variant, kdy rotují oba komponenty, avšak přímočarý pohyb koná pouze matice. [3,7]



Obr. 8, 9, 10 Výroba kuličkových šroubů válcováním, okružováním, broušením [4]

K pohonu šroubů případně matic se dnes nejčastěji používají synchronní elektricky komutované elektromotory (AC), jež jsou založeny na současném řízení tří svorkových proudů, které mají harmonické průběhy. Oproti stejnosměrným elektromotorům (DC) mají obrovskou výhodu a absenci mechanického komutátoru, což přináší řadu výhod, především

v oblasti omezení výkonu či otáček. Elektromotor bývá ke šroubu, případně matici připojen buď přímo pomocí spojky, prostřednictvím ozubených kol, řemene, či přes vloženou převodovku. Způsoby připojení jsou znázorněny na obrázku 11. [3]

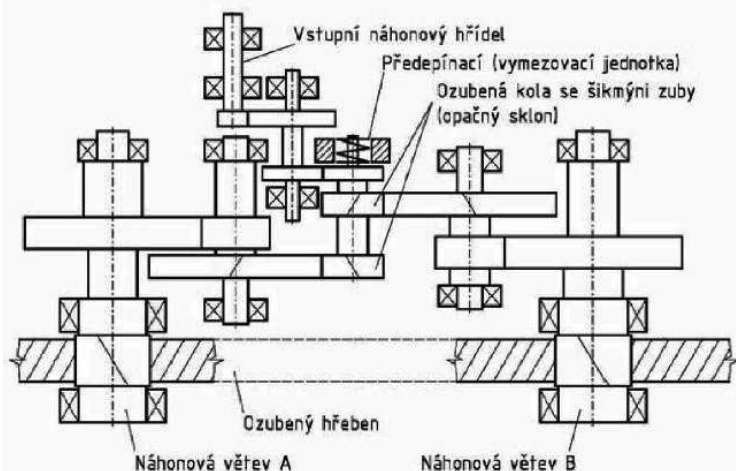
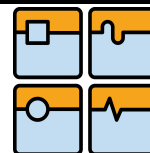


Obr. 11 Způsoby připojení motoru [2]

Kuličkové šrouby nahradily dříve hojně používané pohybové šrouby, a nahradily tak kluzné tření valivým, což zvýšilo účinnost, která dnes, u běžných kuličkových šroubů, bývá 90%, a při použití speciálních řad, lze v závislosti na mazání a stoupání závitu dosáhnout účinnosti 96 až 98%. Snížením tření se také snížilo oteplení, které ze šroubu vcházelo do konstrukce. Ve velmi přesných aplikacích je dnes možné použít šrouby s dutinou, skrze niž je vedena chladicí kapalina k chlazení šroubu. Některé z parametrů KŠM je možné ovlivnit volbou jeho uložení. Nejčastěji se volí mezi uložením, kdy radiální a axiální uložení je na obou koncích šroubu, případně tímto uložením na jednom konci, přičemž druhý konec je uložen buď pouze radiálně, nebo zůstane volný. KŠM také umožňují předepnutí valivých elementů, čímž dojde k vymezení vůlí v závitech. Způsobů předepnutí je opět více a jejich volba závisí na aplikaci. První způsob vymezení vůle je pomocí difference ve stoupání, kterou je možné vytvořit přímo ve výrobě nebo následně vložením vymezovací podložky, talířové pružiny, či použitím dělené matice, která se skládá ze dvou částí spojenými šrouby. Dále je možné vytvořit předpětí pomocí různých velikostí kuliček. [3,7]

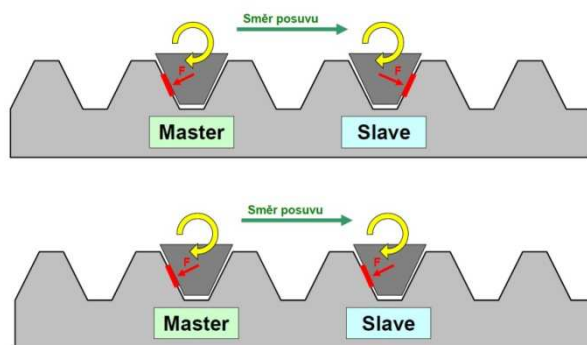
PASTOREK A HŘEBEN

Varianta se spojením pastorku a hřebenu se používá v případech, v nichž jsou vyžadovány dlouhé zdvihy. Jako například u vyvrtávacích strojů, případně hoblovek a podobně, kdy je použití kuličkových šroubů nevhodné, kvůli různým požadavkům, které pro velké délky není KŠM schopen splnit. Kombinace pastorku a hřebene má oproti kuličkovému šroubu a matici menší převod, tuhost a vyšší účinnost. Přesnost pastorku a hřebene je obvykle menší než u KŠM, což bývá způsobeno technologií výroby ozubeného hřebenu. Jednou z nevýhod použití této varianty je nesamosvornost mechanismu, což je nutné řešit pomocí brzdy. Ve spojení pastorku a hřebene bývá vůle, kterou je nutné pro zvýšení přesnosti vymezen. K tomu je možné použít několik prostředků, mezi něž patří hydraulické vymezení, mechanické vymezení pružinou, jehož varianta je znázorněna na obr. 12. Vymezení pomocí duplexního pastorku spočívá v použití dvou pastorků s opačnými sklony ozubení na společné hřídeli, zabírají s dvojicí hřebenu. Velmi často se používá elektrické vymezení vůle s využitím metody Master Slave. Pohony a případně vložené převody používané u této varianty jsou shodné s těmi pro variantu KŠM. [1,3]



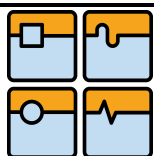
Obr. 12 Možnost mechanického vymezení vůle v použití pastorku a hřebene [2]

Vymezení vůle elektricky pomocí metody Master Slave využívá možnosti moderních řídicích systémů, kterými je řízena dvojice shodných motorů, zabírajících na stejném hřebeni. Motory, které pohánějí pastorek prostřednictvím vložené planetové, či harmonické převodovky, mohou pracovat v několika módech. Pokud je vyžadována aretace aktuální polohy, oba motory budou zabírat stejným momentem, avšak opačného smyslu. V případě, kdy bude na pohybovou soustavu působit zátěžná síla, bude moment motoru Slave růst ze záporných hodnot, a pokud bude síla dostatečně velká, hodnota elektricky vytvářeného předpětí bude rovna nule, vůle bude vymezena zátěžnou silou a oba motory budou zabírat ve stejném smyslu. Pohon bez předpětí a záběr obou motorů ve stejném smyslu se používá také při rychloposuvu, kde není na rozdíl od pracovního posuvu kladen takový důraz na elektrické vymezení vůle v ozubení. Princip funkce Master Slave je znázorněn na obr. 13. [3]



Obr. 13 Princip funkce Master Slave [5]

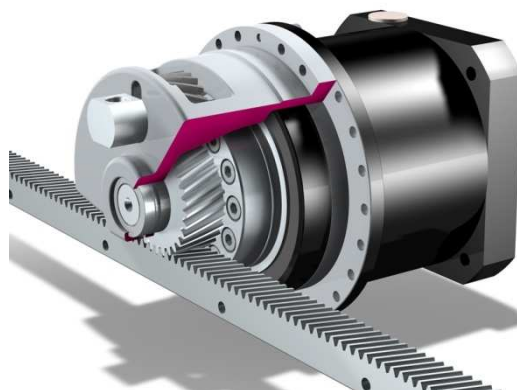
Moment dodávaný elektromotorem nutný pro pohon je závislý na průměru pastorku. S rostoucím průměrem roste i páka, skrze niž motor na hřeben působí, čímž roste náročnost na velikost dodávaného momentu, i velikost lineární vůle. Avšak s průměrem pastorku souvisí i průměr hřídelky, na níž je pastorek uložen. Tento problém částečně řeší použití motoru s tzv. přírubovým pastorkem, které je mnohdy označováno jako systém ZTR, případně ZR. Přírubový pastorek je přišroubován k přírubě na hřídelce, čímž se zvýší tuhost celého uložení. Nevýhodou je to, že průměr pastorku není možné tak výrazně redukovat. Více zmenšit průměr pastorku nabízí provedení se zvonem podpůrného ložiska, které podpírá volný konec hřídele, často uváděné jako systém ZTRS. Toto provedení nabízí výrazné zmenšení průměru pastorku a obdobně výrazné zvýšení posuvových sil. [6]



DIPLOMOVÁ PRÁCE



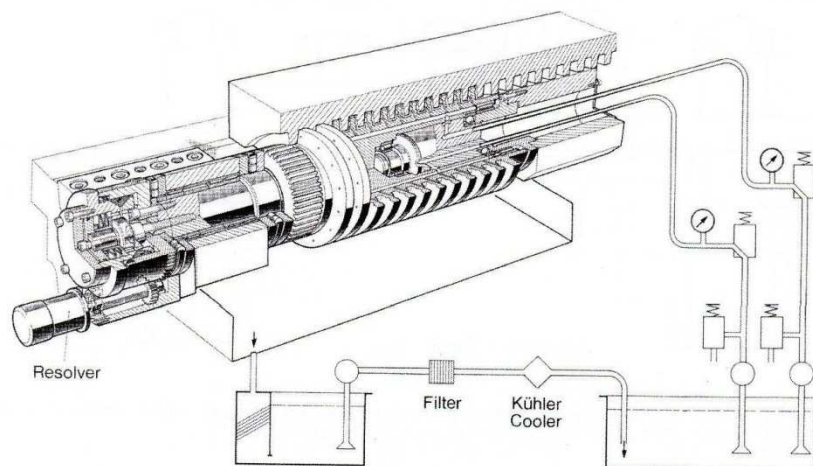
Obr. 14 Přírubový pastorek [8]



Obr. 15 Pastorek se zvonem a podpůrným ložiskem [8]

ŠNEK A ŠNEKOVÝ HŘEBEN

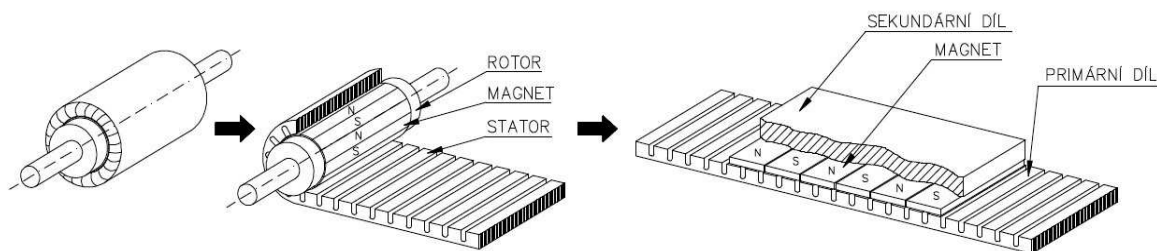
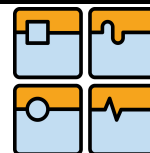
Použití šneku a šnekového hřebenu není v dnešních aplikacích příliš časté. Tuto kombinaci lze použít u velkých obráběcích strojů, jako jsou například portálové frézky, pro pohon posuvů pracovních stolů. V těchto případech jsou požadovány posuvové soustavy s vysokou hodnotou převodu, vysokou tuhostí a minimálním třením, což lze zajistit použitím hydrostatického provedení šneku a šnekového hřebenu. Na kontaktních plochách šneku jsou vytvořeny zásobní olejové kapsy, do nichž, pakliže jsou v kontaktu, je vháněn tlakový olej. Únikový olej z kapes volně stéká do sběrného žlabu, odkud je transportován do mezinádrže a přes filtr a chladič následně do hlavní nádrže. Šnek je poháněn pomocí ozubeného pastorku na hnací hřídeli, s níž je přímo spojen hnací motor. Součástí celé sestavy je i resolver pro měření otáček. [2]



Obr. 16 Průřez hydrostatického šneku [2]

LINEÁRNÍ MOTORY

Lineární motory používané v oblasti posuvových soustav obráběcích strojů jsou poměrně novinkou. Jedna z prvních myšlenek jejich použití však vznikla již více než před 60 lety. Původně byly tyto motory navrženy na bázi asynchronních motorů, kdy byly stator i rotor rozvinuty do roviny. Statorem je u lineárních motorů zpravidla označována primární část, rotorem sekundární část. Dnes se vyrábějí lineární motory na asynchronním i na synchronním principu. [9,12]



Obr. 17 Schéma principu lineárního motoru [12]

U synchronních motorů se v konstrukci používají velmi výkonné permanentní magnety ze vzácných zemin např. Nd-Fe-B, jejichž použití výrazně zjednodušuje technologii i výrobu motorů a zároveň zaručují velkou posuvnou sílu. Tyto magnety jsou nalepeny na ocelovou podložku sekundární částí a uspořádány proti primární části. Konstrukčně je možné rozlišovat synchronní lineární motory s železným a neželezným jádrem, kdy motory se železným jádrem se vyznačují větší posuvovou silou, oproti motorům s neželezným jádrem, které nabízejí plynulejší pohyb a nižší hmotnost, proto se s výhodou používají pro dynamické aplikace náročné na rychlost a akceleraci posuvu. [2,9,10,11,12]

U asynchronních motorů je sekundární část tvořena klecí nakrátko, která je uložena buď do drážek feromagnetického svazku, nebo alespoň připevněnou na ocelovou podložku poháněného zařízení, což je oproti permanentním magnetům jednodušší a cenově výhodnější provedení. Výhodou je možnost přímého napájení ze standardní rozvodné sítě, bez nutnosti použití měniče kmitočtu. [2,9,10,11,12]

Sekundární část zpravidla tvoří delší část stroje. Ve většině případů se pohybuje primární část tedy stator, po dráze tvořené libovolným počtem sekundárních částí, tedy po rotoru. Velkou výhodou lineárních motorů oproti systému s kuličkovým šroubem a maticí je jednoduchá konstrukce okolních dílů. Lineární motory jsou konstrukčně navrženy tak, že neobsahují žádné vložené převody, ale posuvová síla, v podobě elektromagnetické síly, vzniká vzájemnou interakcí mezi primárním a sekundárním dílem. Při aplikaci náročné na posuvovou sílu je možné lineární motory zdvojovat, přičemž je použito napájení z jednoho zdroje a jedno odměřování polohy. Odměřování polohy však jež musí být obecně vyšší a přesnější, nežli odměřování použité u KŠM. Mezi nevýhody lineárních motorů se řadí především magnetické síly zatěžující rám stroje, nutnost velmi přesného odměřování, horší tlumení kmitů a obecně menší posuvová síla. Poněkud náročnější je u lineárních motorů odvod tepla, které motory vytváření a které se snadno šíří do okolní konstrukce. [2,9,10,11,12]

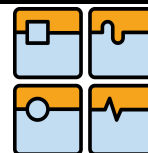


Obr. 18 Příklad lineárního motoru firmy Siemens [13]

SHRNUTÍ TYPŮ POHONŮ

Tab. 1 Výhody a nevýhody druhů pohonů [5]

Typ pohonu	Výhody	Nevýhody
Kuličkový šroub	<ul style="list-style-type: none"> Vložený převod do pomala chrání před vlivem vnějších sil Možnost vývinu větší posuvové síly (velký převod) Bez nutnosti chlazení Ekonomický pro malé zdvihy 	<ul style="list-style-type: none"> Dlouhé kuličkové šrouby se zkrucují a kmitají ohybově i torzně - maximální ekonomická délka 6000 mm Vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem Menší styková tuhost Hlučnější než pastorek a hřeben
Pastorek a hřeben	<ul style="list-style-type: none"> Vložený převod do pomala chrání před vlivem vnějších sil Větší styková tuhost Nízká hlučnost při použití šikmého ozubení Dlouhodobý provoz díky el. předpětí Snadná údržba Bez nutnosti chlazení 	<ul style="list-style-type: none"> Vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem Při velkých rychlostech rozstřík maziva Nesamosvornost spojení
Hydrostatický šnek	<ul style="list-style-type: none"> Vložený převod do pomala chrání před vlivem vnějších sil Větší styková tuhost 	<ul style="list-style-type: none"> Vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem Nutnost udržování hydrostatického agregátu
Lineární elektrický servomotor	<ul style="list-style-type: none"> Dosažení většího zrychlení Odpadají vložené převody a jejich chyby, případné netuhosti Úspora času při častých změnách rychlosti Nízká hlučnost Jednodušší konstrukce navazujících dílů 	<ul style="list-style-type: none"> Přitažlivé magnetické síly do vedení Stroj je magnetický i ve vypnutém stavu Nutnost přídavného chlazení Nutnost kvalitnějšího odměřování (0,1μm) Přímé napojení na posuvový mechanismus - vliv vnějších sil Vývin menší posuvové síly Nutnost prachotěsného krytu (obrábění litiny) Při vypnutí svislé souřadnice možnost pádu - nutnost brzdy Nutné kvalitní filtry pro regulaci Při malých rychlostech vývin tepla Nutnost havarijních brzd



1.2.2 VEDENÍ

Neodmyslitelnou částí posuvových soustav je vedení, což je soustava ploch, na kterých se stýká pohyblivá část obvykle suport, saně nebo stůl, s nepohyblivou částí, kterou je zpravidla lože. Hlavní funkcí vedení je zaručovat pohyb po geometricky přesné dráze. Jednotlivé kontaktní plochy se nazývají vodící plochy. Po vedení je požadováno plnění jistých požadavků, mezi které lze zařadit statickou a dynamickou tuhost, jež má vedení vykazovat. Přesnost, čili aby úchytky tvaru reálné od ideální trajektorie byly ve stanovených mezích nejen u nového stroje, ale i po čase používání. S čímž souvisí i životnost a opotřebení. Možnost vymezení vůle vzniklé případným opotřebením. Minimální tření mezi vodícími plochami, na něž má vliv jakost kontaktních ploch, kvalitní mazání i ochrana před vnikáním nečistot a třísek. Profil vedení by se měl skládat z co možná nejmenšího počtu ploch. Vedení může být uzavřené nebo otevřené v závislosti na tom, jaké síly je schopné přenášet. Pokud přenáší pouze síly v axiálním směru, jedná se o vedení otevřené. Pokud je možné v omezené míře přenášet jakékoli zatížení, jedná se o uzavřené vedení.[1,2]

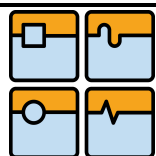
Tab. 2 Druhy vedení [2]

Vedení			
Kluzné	Valivé	Kombinované	Jiné
Hydrodynamické	Uzavřené	Kombinace druhů	Aerostatické
Hydrostatické	Otevřené		

KLUZNÁ VEDENÍ

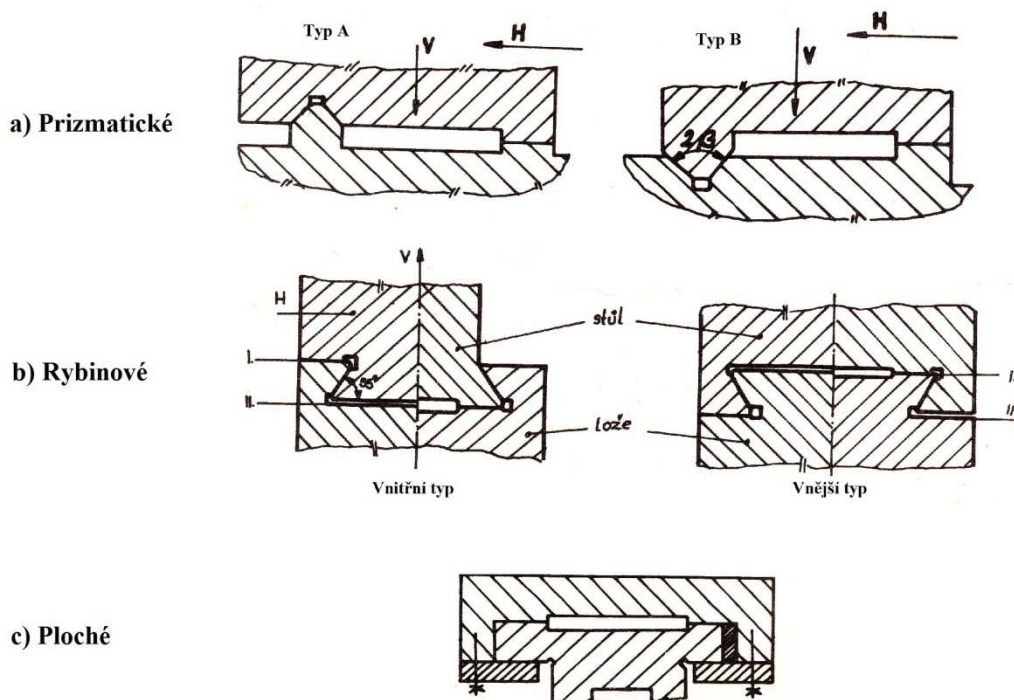
Kluzná vedení se používají ve dvou principiálních variantách podle charakteru třecích poměrů mezi vodícími plochami, jako hydrodynamické kluzné vedení a hydrostatické kluzné vedení. Princip funkce hydrodynamického vedení spočívá v pohybu vodících ploch po tenké vrstvě maziva, která však vzniká za vzájemného pohybu ploch, kdy jsou splněny podmínky tzv. hydrodynamického mazání. To je také příčinou velkého rozdílu, mezi statickým a dynamickým koeficientem tření, což má přímou návaznost na vznik trhavého pohybu. Při rozjezdu musí saně, které jsou v klidu překonat odpor od statického tření. Jakmile se začnou saně pohybovat, přestane působit odpor na základě statického tření a je nahrazen výrazně nižším třením dynamickým, jelikož koeficient dynamického tření je menší nežli koeficient statického tření. Protože posuvový mechanismus není dokonale tuhý, způsobí přebytek posuvové síly poskok neboli trhnutí. Z toho důvodu vzniká trhavý pohyb i při nízkých rychlostech, kdy se pohybuje na hranici statického a dynamického tření. Trhavý pohyb je možné redukovat zvýšením tuhosti posuvového mechanismu, ale především snížením rozdílu mezi statickým a dynamickým třením, což je možné provést použitím speciálního aditivovaného maziva, případně změnou materiálu vodících ploch. [2]

Volba správného materiálu vodících ploch má však vliv i na životnost a opotřebení těchto ploch, a to přímo souvisí se zachováním výrobní přesnosti vedení po delší čas v provozu. Obvykle se volí důležitější, delší nebo hůře opravitelná vodící plocha jako tvrdší a k ní sdužená plocha z materiálu s menší tvrdostí. Nejčastěji používanými materiály pro výrobu vedení jsou šedá litina, kalená ocel a v dnešní době čím dál častěji používaná umělá hmota. Při výrobě vedení ze šedé litiny se používá jakostní litina, jejíž tvrdost lze zvýšit chlazením pomocí chladítek, nebo tzv. očkovaním litiny, kterým lze zvýšit i modul pružnosti. Pro výrazné zvýšení tvrdosti vodících ploch se využívá povrchového kalení šedé



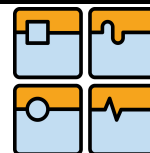
litiny, což nabízí povrchovou tvrdost až 53HRC do hloubky až 3mm. Až 60HRC je možné dosáhnout použitím kalených ocelových lišt, které se přišroubují, případně přilepí na profil lože. Používání různých druhů umělých hmot jako materiálu pro výrobu vodicích ploch je čím dál častější. Umělé hmoty nabízí velmi dobré třecí vlastnosti, prakticky není možné, aby došlo k zadření, přičemž opotřebení sružené kovové plochy je minimální. Koeficienty tření se liší nejen v závislosti na druhu nanášení, ale především na druhu umělé hmoty. Umělou hmotu v pevném stavu, kdy se používá v podobě desek například materiál Metaloplast či Turcite, lze na vodicí plochy šroubovat, nýtovat, či lepit, což umožňuje relativně snadnou výměnu. Další možností je nanášet umělou hmotu v kašovitém stavu, přičemž je však nutné ještě tuto plochu finálně obrobít. Poslední variantou je nanášení umělé hmoty v tekutém stavu, kdy se odlije do připraveného prostoru [2]

Hydrodynamické kluzné vedení lze rozdělit podle tvaru na prizmatické, ploché, rybinové a kruhové. Základním tvarem prizmatického vedení je trojboký hranol, jedná se o otevřené vedení a znázorňuje ho obr. 21a. Rybinové vedení je speciálním typem prizmatického vedení a existuje ve variantách vnitřní a vnější. Výhodou je, že se jedná o uzavřené vedení, mezi nevýhody patří poměrně velký třecí odpor. Vnější i vnitřní typ rybinového vedení je znázorněno na obr. 21b. Ploché vedení je charakteristické svým základním tvarem, což je čtyřboký hranol obdélníkového průřezu. Pro bezchybné plnění funkcí je nutné ve vedení vymežit veškeré vůle. Oproti prizmatickému má ploché vedení lepší účinnost. Z toho důvodu je výhodné jeho použití při zachycování velkých sil, což je obvykle spojeno s velkými obráběcími stroji. Jedna z možných konstrukcí je znázorněna na obr. 25c. Vedení válcové, jehož základním tvarem je tyč s kruhovým průřezem, odebírá všechny stupně volnosti krom dvou, kterými jsou jeden posuv a rotace okolo osy toho posuvu. U kruhového vedení je obtížnější vymezení vůlí, z čehož pramení i nižší přesnost. [1]



Obr. 19 Průřezy hydrodynamickými vedeními [1]

Hydrostatické kluzné vedení nahrazuje mechanické tření kapalinným, jež vytváří proti pohybu mnohem menší odpor. Princip hydrostatického vedení spočívá v dodávce



tlakového oleje mezi vodící plochy do speciálních ložiskových kapes, které jsou vytvořeny v jedné z vodících ploch a k ní sdružená vodící plocha je hladká stejně jako při hydrodynamickém kluzném vedení. Ložiskové kapsy musí být minimálně tři. Tvar vedení bývá obvykle plochý. Díky nízkému koeficientu tření, který může být až o dva řády nižší než u valivého vedení a dokonce až o čtyři řády nižší oproti hydrodynamickému vedení, a stoupající třecí síle s rostoucí rychlostí pohybu, dochází k minimalizaci vzniku trhavého pohybu. U tohoto typu vedení jsou vodící plochy odděleny i za klidu, čímž nedochází téměř k žádnému opotřebení kontaktních ploch, což vede k dlouhé životnosti vedení. Vysoká tlumící schopnost spolu s vysokou tuhostí vrstvy oleje, která vyplňuje prostor mezi vodícími plochami a brání vzniku vůlí, je příčinou vysoké statické i dynamické tuhosti hydrostatického vedení. Jednou z hlavních nevýhod hydrostatického vedení je složitá a nákladná konstrukce, kdy díly vedení musí být dostatečně tuhé, aby umožnily vytvoření olejové vrstvy konstantní tloušťky po celé ploše vodících ploch. Zároveň musí konstrukce umožnit poměrně komplikovaný rozvod a následný svod tlakové kapaliny. V neposlední řadě se složitostí konstrukce souvisí i nákladná výroba ložiskových kapes. Pro dodávky tlakového oleje je nutné použít speciálního čerpadla a tlakový olej řádně filtrovat, což se nepříznivě projeví na nákladnosti údržby a provozu hydrostatického vedení. Výrobci obráběcích strojů toto vedení nasazují v případech, kdy jsou požadovány velmi přesné pohyby s minimálním polohovacím krokem, s vysokou tuhostí, únosností a tlumením. [2, 14]

VALIVÉ VEDENÍ

Dalším typem vedení, je valivé vedení, ve kterém je kluzné, případně kapalinové tření nahrazeno valivým třením, vložením valivých elementů mezi kontaktní plochy. Tento typ vedení zažil velký rozmach s rostoucími požadavky na přesnost polohování, při čemž bylo nutné odstranit trhavý pohyb ve vedení při nepatrných rychlostech. Původně bylo valivé vedení určené pro přesné stroje, avšak v dnešní době se používá i v konvenčních obráběcích strojích a četnost jeho používání stále roste. Stejně jako předchozí varianty lze valivé vedení na základě schopností přenášet zatížení rozdělit na uzavřené a otevřené, které jsou znázorněny na obrázku 20, kdy vlevo je otevřené valivé vedení a vpravo uzavřené. [2]



Obr. 20 Otevřené a uzavřené vedení [16]

Většina tvarů profilů valivého vedení vychází ze základních tvarů profilů uvedených u kluzného hydrodynamického vedení, avšak kvůli menším kontaktním plochám se obvykle vodící plochy obkládají kalenými lištami. Jako valivé elementy se nejčastěji používají válečky, kuličky, případně jehly. Válečková vedení nabízejí liniový kontakt s podložkou, což způsobí lepší rozložení tlaku v kontaktu, proto bývají použity pro větší zatížení a menší rychlosti. Oproti tomu kuličkové valivé vedení se v ideálním případě při kontaktu

dotýká pouze v jednom bodě, tzv. bodový kontakt, a proto je vhodnější pro menší zatížení a větší posuvové rychlosti. Jehlové vedení se používají v případech, kde je kladen velký důraz na co nejmenší rozměry vedení. Vzhledem k tomu, že velikost kontaktního tlaku je nepřímo úměrná průměru valivého tělesa, je jehlové vedení používáno spíše pro menší zatížení. S rostoucím kontaktním tlakem také souvisí velikost valivého odporu, čili lze obecně říci, že s rostoucím průměrem valivého tělesa klesá valivý odpor. Valivé vedení lze také rozdělit podle délky zdvihu na vedení s omezenou a neomezenou délkou zdvihu. V závislosti na tomto rozdělení se liší i konstrukce vedení. U vedení s omezenou délkou zdvihu je maximální zdvih závislý na délce klece, která zajišťuje rovnoměrné rozložení valivých elementů. [2, 16]

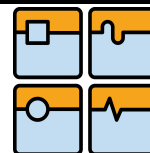


Obr. 21 Pás klece s valivými elementy [15]

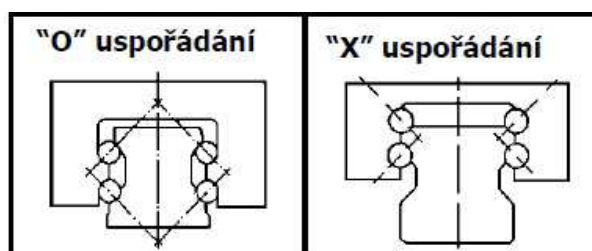
Valivé vedení s neomezenou délkou zdvihu je schopné používat pro posuv celou délku lože a přenášet jmenovité zatížení. Charakteristickou částí pro tento typ vedení jsou valivé bloky, též nazývané jako valivá hnízda. Uvnitř jejich tělesa po vytvořené dráze prochází omezený počet valivých elementů, jež jsou za sebou řazeny pomocí klece, jejíž konce jsou navzájem spojeny do smyčky. Valivé bloky, přišroubované k pohyblivé části stroje, se následně pohybují po kalených lištách přišroubovaných k loži. Jako valivé elementy se opět používají kuličky nebo válečky. Pro vymezení vůlí a zvýšení tuhosti vedení je v uložení vytvářeno předpětí. Mezi výhody valivého vedení patří minimální opotřebení, což má i významný vliv na dlouhou životnost, možnost vymezení vůle a předepnutí vedení, a vysokou přesnost pohybu i při malých rychlostech. Jednou z nevýhod valivého vedení je malá schopnost tlumit chvění, což lze vyřešit použitím tzv. vedení s řízenými vlastnostmi. U toho vedení je možné nastavit prostřednictvím řídicího systému tuhost tlumící jednotky umístěné ve valivých blocích. Jako další nevýhody lze uvést vysokou náročnost na přesnost výroby, čímž může růst i cena, menší únosnost a větší rozměry v porovnání s kluzným vedením. [1, 2, 16]



Obr. 22 Valivé vedení s neomezenou délkou [16]



Profilové vedení je jedním z druhů valivého vedení s neomezenou délkou zdvihu a je velmi rozšířené v průmyslových aplikacích. Valivé elementy se pohybují po profilu kolejnice, která je v podobě lišty šroubovaná na lože a jejíž tvar je možné volit podle aplikace z široké nabídky výrobců. Elementy, stejně jako u vedení s neomezenou délkou, obíhají po drahách vytvořených v tělese valivých bloků, kdy se rozlišuje řízené a volné vedení kuliček v závislosti na tom, zdali je použita klec, či nikoli. Velmi důležité je zatěsnění valivého bloku proti vniku nečistot a třísek. Skladba valivého profilového vedení je znázorněna na obrázku 22. Kolejnice se vyrábějí v pěti řadách přesnosti a v případě zatížení velkým klopným momentem lze použít tzv. dvojité kolejnice, které mají širší základ a tím i dostatečnou šířku pro přišroubování dvojicí šroubů. Uspořádání kontaktních ploch vzhledem k celému profilu se používá tvar do „O“ a do „X“.[1, 2]



Obr. 23 Způsoby uspořádání kuliček ve valivém vedení [5]

Volba typu valivého elementu a tvaru uspořádání ovlivňuje výslednou tuhost celého vedení. V případě potřeby zpevnění pohyblivého dílu konstrukce v určité poloze je možné použít brzdny vozík. Jako výhody profilového valivého vedení lze uvést bezvůlový chod, vysokou přesnost polohování, snadnější kompenzaci nepřesností ustavení či nepřesností obrobení dosedacích ploch, snadnější instalace a údržba, vysoké posuvové rychlosti, při správném dimenzování možnost vysokého zatížení a minimální pružné deformace. V případě návrhu vedení dodavatelkou firmou i poměrně přesný výpočet životnosti. Hlavní nevýhodou profilového vedení je nutnost použití více vozíků a kolejnic, případně většího profilu, v případě velkého zatížení. Obvykle při použití na velkých obráběcích strojích. [2]

KOMBINOVANÉ VEDENÍ

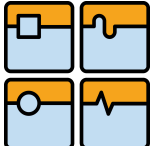
Kombinované vedení spojuje různé druhy vedení se snahou o co největší využití jejich výhod. Například se používají kombinace kluzného a valivého vedení, kdy se u kluzného hydrodynamického vedení provede vymezení vůlí pomocí valivých elementů se snahou snížit třecí odpory. Někdy je možná kombinace hydrostatického a valivého vedení. [2, 5]

AEROSTATICKÉ VEDENÍ

Aerostatické vedení je principiálně podobné kluznému hydrostatickému vedení, krom toho, že jako médium se zde používá vysokotlaký vzduch. Toto vedení není tak tuhé jako hydrostatické, a proto je nutné při zvýšení zatížení zvyšovat i tlak tlakového vzduchu. Používá se proto u menších strojů, nejčastěji u malých měřících automatů. Výhoda je v čistotě této technologie a není nutné odvádět odpadní vzduch. [2]

1.3 ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY

Odměřování polohy je v dnešní době nedílnou součástí obráběcích strojů a má výrazný vliv na přesnost polohování a obrábění. Charakteristickým parametrem odměřování je

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

inkrement, což je nejmenší rozlišitelná vzdálenost. Základním prvkem systému odměřování polohy je snímač, který může fungovat na různých principech, dle nichž se liší i vhodnost jejich použití pro danou aplikaci. Například indukční princip využívá indukci napětí v součástkách snímače, magnetický princip pro svou funkci využívá pravítka z magneticky tvrdého materiálu, na kterém je vytvořena stupnice z permanentních magnetů. Další možností jsou snímače využívající principy na bázi optiky, jež vynikají malým inkrementem. Fotoelektrický princip spočívá ve změně intenzity světla, dopadajícího na snímač, která vzniká průchodem světla přes pravítka, u nichž se střídá průhledná část s neprůhlednou stupnicí. Tento princip lze využít i u neprůhledných pravítek, kdy se stupnice vyrobí z reflexního materiálu. Velmi jemné odměřování nabízí i interferenční princip, využívající ohyb a interferenci světla na mřížkách. Jedny z nejpřesnějších metod odměřování jsou metody využívající Helium - Neonový laser. Nepotřebují žádné pravítko, které by se mohlo deformovat, ale jsou velmi závislé na indexu lomu vzduchu, čili na prostředí. [2,5]

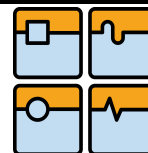
Odměřování lze rozdělit podle několika kritérií, například na inkrementální a absolutní. Inkrementální neboli přírůstkové odměřování polohy, na rozdíl od absolutního, v sobě neuchovává informaci o aktuální poloze, ale pouze její přírůstek. Proto po zapnutí stroje, či výpadku proudu, je nutné zajet do tzv. referenční polohy, kde se vymaže počítadlo a systém tak získá představu o tom, kde se nachází. Absolutní snímání se s výhodou používá u strojů s velkým zdvihem, kdy najetí do referenční polohy znamená velkou časovou prodlevu. Dále lze odměřování dělit na přímé a nepřímé. Při přímém odměřování polohy probíhá odměřování skutečné polohy přímo na stole, případně suportu atd. Při nepřímém odměřování se měří otáčky například na kuličkovém šroubu, případně na motoru, a žádaná změna polohy se přepočítává pomocí stoupání šroubu, převodového poměru, či dalších parametrů. Přímé odměřování je obvykle přesnější. [2,5]

1.4 OCHRANNÉ KRYTY

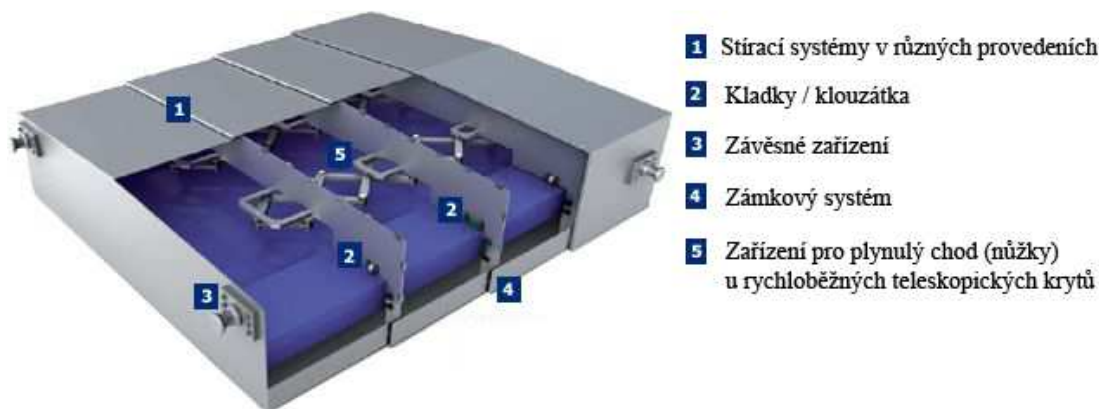
Obráběcí stroje lze vzhledem ke vztahu k okolí rozlišit jako stroje bez krytování, zcela otevřené, částečně uzavřené, zcela uzavřené a jiné (speciální). Samotné krytování pak lze rozdělit na vnitřní a vnější krytování pracovního prostoru a krytování stroje a jeho periférií. Vnitřní krytování pracovního prostoru především odděluje pohybové mechanismy od pracovního prostoru stroje a patří mezi ně například panely skluzů, koryta a další. Na tyto části pak navazují teleskopické kryty a stěny, krycí měchy, stěrače nečistot a další. Vnější krytování pracovního prostoru slouží k oddělení pracovního prostoru od okolního prostředí a slouží k ochraně osob a životního prostředí. Podoba tohoto krytování závisí na typu a velikosti stroje, a v dnešní době je čím dál více ovlivněna designem. [1,3]

Funkce a požadavky, jež musí ochranné kryty splňovat, jsou definovány příslušnými normami. Primární funkcí je ochrana zdraví obsluhy a pracovníků, důležitá je však i ochrana samotného stroje a ochrana životního prostředí. V rámci ochrany zdraví obsluhy a pracovníků je snaha zamezit jejich případnému kontaktu s pohyblivými částmi stroje, popřípadě s odletujícími třískami, řeznou kapalinou, nebo pracovníky ochránit před hlukem. Ochrana samotného stroje spočívá především v zamezení vniku nečistot, třísek, či řezné kapaliny mezi plochy, které se navzájem pohybují, což ovlivňuje jejich životnost. Nezle však opomenout funkci krytování při ochraně dílů vůči teplotnímu zatížení od horkých třísek, jež má také vliv na přesnost stroje. Ve většině případů se pro ochranu těchto dílů starají různé typy krytů a stěračů. [1,3]

Nejčastěji používaným prvkem vnitřního krytování jsou teleskopické kryty, jež chrání například vedení, kuličkové šrouby nebo odměřování. Tvar obvykle kopíruje prostor, jež

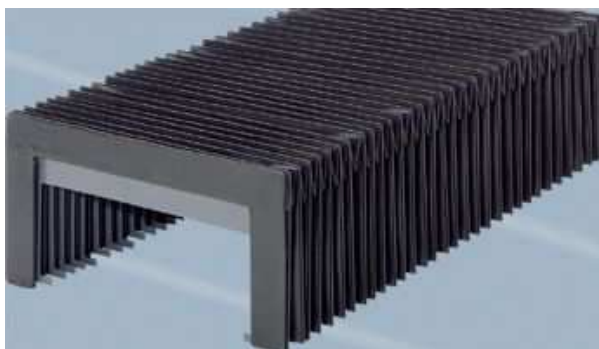


je třeba ochránit, avšak při jeho volbě je nutné zvážit i typ a parametry řezného procesu a působení gravitační síly, aby nedocházelo k hromadění třísek v místech, kde je to nežádoucí. V závislosti na velikosti posuvové rychlosti se volí i pohybové prvky, či mechanismy teleskopických krytů. Při nižších posuvových rychlostech se používají tlumící prvky, při rychlostech nad 100 m/min se přidávají i nůžkové mechanismy, díky nimž nedojde k výraznému zhoršení dynamiky a hlučnosti stroje vlivem teleskopických krytů. [1,3,17]



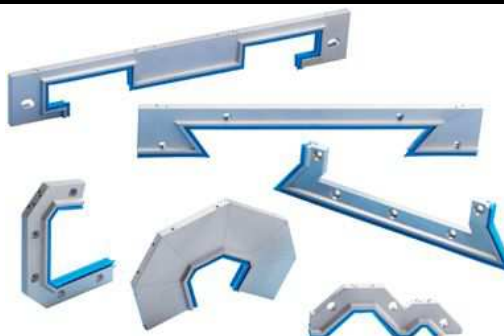
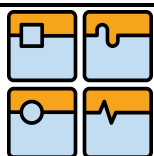
Obr. 24 Teleskopické kryty [17]

Mezi další velmi používané typy krytů patří měchy. Používají se v případech, kde není nutné, aby byl kryt nášlapný, a kdy na něj nepadají horké třísky. Měchy se nejčastěji vyrábí z plastových materiálů a různých typů tkanin, avšak materiál lze snadno přizpůsobit individuálním požadavkům. Výhodou měchů je snadná montáž, vysoké pojízdné rychlosti (do 1,5 m/s) a nižší hmotnost a rozměry oproti kovovým krytům. Měchy jsou dostupné v různých konstrukčních variantách. [3,17]



Obr. 25 Ochranný měch [17]

Pokud není v okolí vedení dostatek prostoru, používají se stěrače, jež odstraňují nečistoty z vedení, a umísťují se na oba konce suportu, stolu či valivého hnízda. Tvar stěrače odpovídá negativnímu tvaru vodící plochy. Stěrače se obvykle skládají z ocelové, či hliníkové lišty, a z polyuretanového břitu k vlastnímu stírání. [1,17]



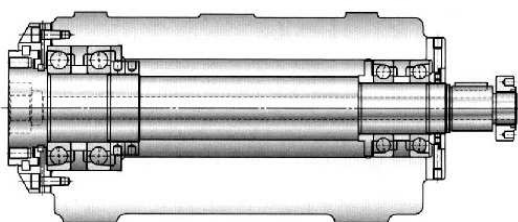
Obr. 26 Stěrače vedení [17]

1.5 VŘETENA

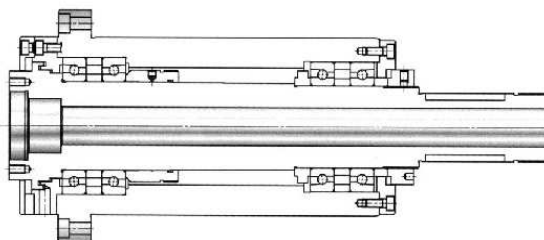
„Úlohou vřetene obráběcího stroje je zaručit obrobku, v případě soustruhu, nebo nástroji, pakliže se jedná o frézku, vrtačku nebo brusku, přesný otáčivý pohyb, což je pohyb, při kterém se dráhy jednotlivých bodů obrobku nebo nástroje liší od kružnic jen v přípustných mezích.“ [Borský, 1991, s.130] Vřeteník je z pohledu vlivu na přesnost a výrobnost nejdůležitější konstrukční uzel obráběcího stroje. Skládá se z několika částí a vnějších periférií, které vzájemnou spoluprací zabezpečují funkce po vřeteníku požadované. Mezi základní části patří samotné vřeteno, systém jeho uložení, systém uchycení nástroje, případně obrobku, a skříň vřeteníku. Mezi vnější periferie lze zařadit externí nebo integrovaný pohonný systém, mazací a chladicí systémy, případně systémy pro odměřování a kontrolu. Požadavky kladené na vřeteník jsou například vysoká přesnost chodu, která bývá definovaná maximálním radiálním a axiálním házením. Zároveň musí být vřeteno dostatečně tuhé, aby nedocházelo k výraznému snížení přesnosti při zatížení vřetene v řezném procesu. Na přesnost mají vliv i ztráty v uložení, jež způsobují oteplení a teplotní dilatace jednotlivých součástí vřeteníku, proto je požadavkem, aby tyto ztráty byly co nejmenší. Požadována je i dlouhá životnost a provozní spolehlivost, kterou lze ovlivnit díky možnosti vymezení vůle v uložení, vzniklé opotřebením. [1,2,3]

1.5.1 ZPŮSOB ZÁSTAVBY

Vřeteníky jsou obvykle rozlišovány podle způsobu zástavby na skříňové (obr. 27a), pokud je vřeteno uloženo přímo do skříně vřeteníku, nebo tubusové (obr. 27b), pakliže je vřeteno uloženo do vřeteníku prostřednictvím tzv. tubusu. Konec vřetene vyčnívající z vřeteníku se nazývá přední konec. Je vhodně navržen pro upnutí obrobku či nástroje. Návrh předního konce obvykle vychází z patřičné normy a závisí na druhu stroje. Nejčastěji se používá příruba nebo upínací kužel. [1,2,3]

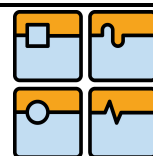


a) Skříňový typ



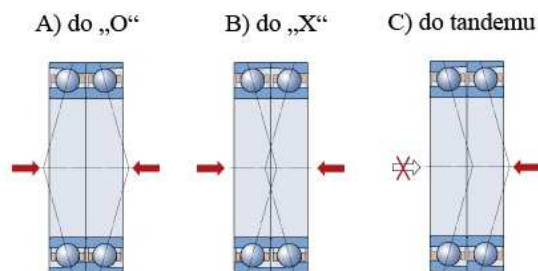
b) Tubusový typ

Obr. 27 Způsoby zástavby vřeten [19]



1.5.2 ULOŽENÍ VŘETENA

Pravděpodobně nejnáročnějším úkolem při návrhu vřetene je volba optimálního uložení, které závisí na potřebách aplikace stroje, pro niž je navrhován. Pro uložení vřetene se více než v 90 % případů používá valivého uložení. Ve zbylých případech, což jsou spíše speciální aplikace, je možné použít kluzné, či elektromagnetické uložení. Kluzné uložení se používá v aplikacích, kdy je požadována extrémní tuhost při nízkých otáčkách. V případech, kdy jsou požadovány extrémně vysoké otáčky, je vřeteno namísto mechanicky uloženo na vzduchovém, hydraulickém, případně magnetickém polštáři. Takto uložená vřetena mohou dosahovat až 100 000 ot./min, v případě malých speciálních vřeten až 150 000 ot./min. Vzhledem k tomu, že drtivá většina vřeten je uložena pomocí valivých ložisek, bude lepší soustředit se na tento způsob uložení. Výrobci ložisek nabízejí velké škály různých druhů ložisek, jež je možné použít pro uložení vřetene. Některé typy nabízejí ložiska schopná přenášet čistě axiální, popř. čistě radiální zatížení, avšak některé druhy ložisek jsou schopny přenášet i kombinované zatížení s různým poměrem radiálního, ku axiálnímu zatížení. Volba správných ložisek pro uložení vřetene je kompromisem, mezi požadovanou frekvencí otáčení a tuhostí uložení. Ložiska umístěná blíže přednímu konci vřetene se nazývají přední, neboli hlavní ložiska, a mají výrazný vliv na přesnost pohybu vřetene. Přední uložení bývá obvykle axiálně nehybné a tvoří ho ložiska s vyšší přesností, která jsou některými výrobci uváděna přímo pod názvem vřetenová ložiska. Ložiska umístěná ve vzdálenější části od předního konce se nazývají zadní a obvykle umožňují axiální posuv, jenž bývá způsoben tepelnou dilatací. Pro zadní ložiska lze použít i ložiska běžné přesnosti, avšak pro minimální házení předního konce se při montáži objevuje snaha uložit ložiska tak, aby házení hlavních i zadních ložisek bylo ve stejné rovině a stejného smyslu. Z ložisek s čárovým stykem se nejčastěji používají válečková a kuželíková ložiska, z ložisek s bodovým stykem jsou nejpoužívanějšími kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Vzhledem k tomu, že s rostoucími rozměry valivých ložisek sice roste tuhost, ale zhoršují se dynamické vlastnosti, je mnohdy výhodnější použít větší počet menších ložisek, pro zvýšení tuhosti a jen mírnému zhoršení dynamických vlastností. U ložisek s kosoúhlým stykem je možné pomocí jejich uspořádání ovlivňovat jejich únosnost a tuhost vůči radiálnímu, axiálnímu, či dokonce momentovému zatížení. Obecně se používají tři základní typy uspořádání, které se od sebe liší nejen svými vlastnostmi. Uspořádání do „O“, neboli zády k sobě (obr. 28A), nabízí relativně tuhé uspořádání, jež díky široké rozteči mezi účinnými středy ložisek je zvláště vhodné pro přenášení momentového zatížení. Nabízí možnost přenášení obousměrného axiálního zatížení. Ložiska namontovaná do „X“, neboli čely k sobě (obr. 28B), je schopné přenášet obousměrné axiální zatížení, avšak vlivem krátké rozteče mezi účinnými středy ložisek je méně vhodné pro přenos momentového zatížení. Uspořádání do tandemu (obr. 28C) je schopné přenášet větší axiální zatížení, které se rovnoměrně rozloží na obě ložiska, avšak pouze v jednom směru. Pokud bude na ložisko působit axiální zatížení v obou směrech, je třeba sadu ložisek v tandemu nastavit proti dalšímu ložisku. Časté je i použití sad se třemi, či čtyřmi ložisky. [2,3,18]



Obr. 28 Způsoby uspořádání ložisek v sadě [18]

Tuhost uložení je možné příznivě ovlivnit předepnutím ložisek, čímž zároveň dosáhneme bezvúlového uložení, a tím i zvýšení přesnosti. Pro předepnutí ložisek s kosoúhlým stykem se používá síla, působící v axiálním směru, která může být vyvozena například pojišťovací maticí. Stejně působící síla se používá k vyvolání předpětí u válečkových ložisek. Válečková ložiska s kuželovou dírou bývají uložena na kuželové ploše a k vymezení vůlí dojde roztažením obvykle vnitřního kroužku ložiska. Velikost síly pro předepnutí uvádějí výrobci, avšak s rostoucím předepnutím klesají možné maximální otáčky ložiska a roste množství tepla, jež je ložisky produkováno. [3]

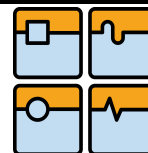
Zlepšení vlastností nabízejí tzv. hybridní ložiska, což jsou ložiska s valivými elementy vyrobenými z keramiky, např. Si_3N_4 . Valivé elementy z tohoto materiálu vykazují větší tvrdost a menší hustotu, čímž umožňují vyšší frekvenci otáčení, navíc mají oproti oceli i horší tepelnou vodivost a roztažnost, což vede k nižším teplotním dilatacím. Za zmínku stojí i nesrovnatelně větší elektrický odpor, díky čemuž je možné s výhodou použít tato ložiska i v elektricky namáhaných vřetenech, kde vlivem elektrického náboje mohou v kontaktu ocelové kuličky s oběžnou drahou vznikat mikrosvary vedoucí k rychlému opotřebení ložisek. [2]

1.5.3 MAZÁNÍ LOŽISEK

Mazání ložisek primárně slouží ke snížení tření, což vede ke snížení opotřebení a následně i k prodloužení životnosti. Způsob mazání a typ maziva se liší podle daných provozních podmínek. Nejčastěji se používá mazání tukem, někdy označované jako plastické mazivo, a je vhodné pro nižší frekvence otáčení. V drtivé většině případů se z 90% skládá z minerálního, popřípadě ropného oleje a zbylou část tvoří zahušťovadlo na bázi sodného, lithného, vápenatého, či barnatého mýdla. Tento typ mazání bývá proveden jednorázově, při montáži, nebo se používá přimazávání pomocí maznic, kdy intervaly mazání a množství maziva se může lišit pro jednotlivé typy ložiska a bývají doporučené od výrobce. Druhou možností je mazání oběhem oleje, při čemž to může být protékajícím olejem nebo broděním, olejovou mlhou, pomocí trysky nebo pomocí kombinace olej vzduch. Tento způsob se používá u vysokootáčkových strojů, kde je požadováno odvádět i část tepla vytvořeného v ložiskách. Existují různé typy mazacích systému, jejichž součástí bývá například čerpadlo, rezervoár, různé přetlakové a pojišťovací ventily, trysky, chladicí a filtrovací jednotky. [2,3,19]

1.5.4 UTĚSNĚNÍ VŘETENE

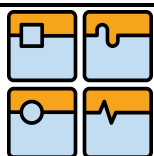
Utěsnění vřetene má za úkol zamezit vniku nečistot, třísek nebo řezné kapaliny k ložiskům, což by mohlo být příčinou zvýšeného opotřebení, případně i zadírání. Těsnicí prvky, lze rozdělit na kontaktní a bezkontaktní. Kontaktní těsnění zahrnuje V-kroužky, gufera a speciální těsnění. Obecně je tento typ těsnění určen pro vřetena s nižšími



obvodovými rychlostmi, kdy součinitel rychloběžnosti $n \cdot d_m \leq 200\,000$. Při velkých rychlostech totiž v místě kontaktu těsnění s rotujícím hřídelem vzniká teplo. Bezkontaktní těsnění je v tomto ohledu mnohem příznivější, avšak náročnější na výrobu. Patří sem například labyrint, ucpávky, či těsnící vzduch. Při těsnění tlakovým vzduchem je zajištěno, že nedojde k vniknutí řezné kapaliny do žádného ložiska. Další z uvedených možností je labyrint, v němž se vůle pohybují mezi 0,1 a 0,2mm. Pro zvýšení účinnosti utěsnění se labyrinty zdvojují a mezi ně se vytvoří odstříkovací drážka, případně je možné první labyrint přetlakovat vzduchem. [2,3]

1.5.5 POHON VŘETENE

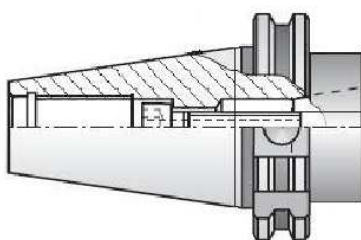
Nedílnou částí vřetene je také pohonný systém, jenž slouží k přenosu krouticího momentu skrze vřeteno na nástroj, případně obrobek. Přenos krouticího momentu může být proveden třemi různými způsoby. První způsob je prostřednictvím vloženého převodu, které zahrnuje spojení řemenem, ozubenými koly, případně prostřednictvím vložené převodovky. Náhony prostřednictvím ozubených řemenů se používají v aplikacích, kdy se požaduje přenos velkého výkonu, při zamezení možného prokluzu řemene. Pro vyšší frekvence otáčení a střední hodnoty krouticích momentů, se díky malému průřezu a poměrně velké stykové ploše používají klínové řemeny. U vřeten brusek se pro přenos momentu používají ploché řemeny, protože nepřenášejí vibrace z pohonu na vřeteno. Náhon prostřednictvím ozubených kol, či dvoustupňové převodovky, se používá v případech, kdy je třeba přenést velké výkony při nízkých otáčkách. Druhý způsob pohonu vřetene je přímý náhon, a může být buď interní, nebo externí. Přímé náhony se používají především v oblastech vysokorychlostního obrábění, kde je požadován dynamicky stabilní pohon. V případě externího náhonu může být motor přímo nebo prostřednictvím spojky připojen k hřídeli vřetene. Jako pohonné jednotky se v uvedených případech obvykle používají asynchronní elektronicky komutované elektromotory s klecovou kotvou nakrátko. V mnohých případech lze s výhodou použít servomotory. Vřetena s přímým interním pohonem se také nazývají elektrovřetena a na trhu jsou nabízena v synchronní i asynchronní verzi. Jednotka elektrovřetena obvykle zahrnuje samotné vřeteno s pohonem uložené v ložiskách, chladicí oběh, systém pro upínání nástroje. Součástí elektrovřetene je i rozvod pro mazání. Vřeteno je osazeno různými snímači, kterými lze sledovat jeho vybrané funkce. Výhodou elektrovřetene je vysoká účinnost, kterou umožňuje absence převodů a spojek. Tím, že elektromotor je součástí vřetene, dojde i ke zmenšení rozměrů celého vřeteníku. Výraznou nevýhodou je teplo vytvářené motorem, jež má nepříznivý vliv na přesnost celého vřetene. Z toho důvodu hraje v konstrukci vřeten nezastupitelnou roli chlazení. K odvodu tepla lze použít vzduch, avšak při vyšších výkonech, či požadavcích na přesnost, se používá jako chladicí medium voda. Výrobci však umožňují přizpůsobit většinu parametrů elektrovřetene přání zákazníka. [2,3,20]



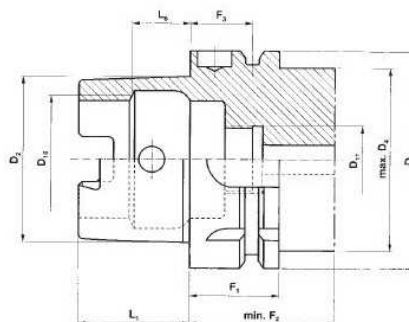
Obr. 29 Elektrovřetena firmy Siemens [20]

1.5.6 DRUHY KUŽELŮ

Důležitou částí vřetene je jeho přední konec, kde je dle normy vytvořena dutina, což je rozhraní pro upnutí nástroje. Do dutiny, v drtivé většině kuželového tvaru, se nástroje upínají prostřednictvím různých typů kuželů, které se liší dle rozměrů. Zásadním rozměrem je kuželovitost. Nejpoužívanějšími typy jsou kužely ISO s kuželovitostí 7:24, krátký dutý kužel HSK s kuželovitostí 1:10, BIG PLUS, a kužel polygonálního profilu Coromant Capto s kuželovitostí 1:20. Hlavním rozdílem mezi kužely ISO a HSK a zároveň nevýhodou ISO je to, že kužel ISO je upnut pouze za kuželovou stopku, kdežto HSK navíc dosedá i na čele, čímž disponuje vyšší tuhostí upnutí. Tato nevýhoda kužele ISO je odstraněna ve verzi BIG PLUS. Rozdíl je i v uchycení kužele upínacím mechanismem, kdy je kužel ISO obvykle uchycen kleštinami z vnější strany za čep, kdežto HSK je uchycen za dutinu. Tím při vyšších otáčkách setrvačné síly působící na kleštiny ve směru upínací síly, na rozdíl od upnutí kužele ISO, což se projevuje na maximálních dovolených otáčkách pro dané typy kuželů. Pro kužel HSK mluví také nižší hmotnost a rozměry. [2, 21]



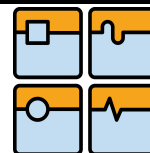
a) Stopka ISO



b) Stopka HSK

Obr. 30 Druhy používaných kuželových stopek [21, 22]

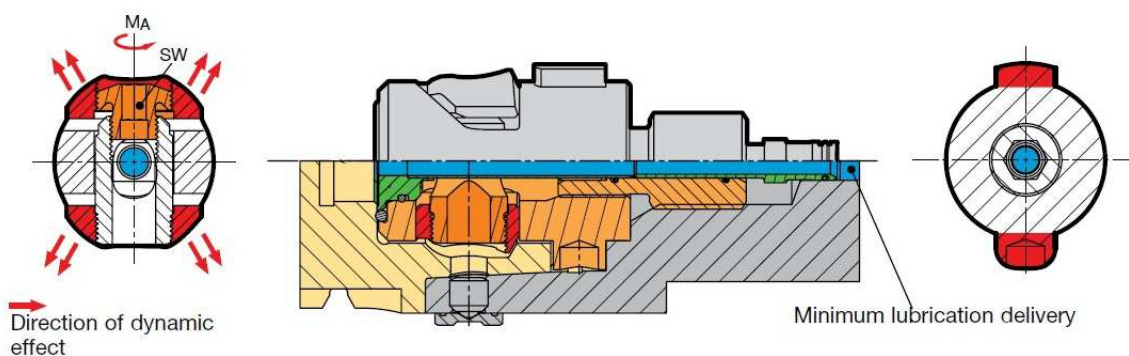
Kužel Capto je speciální typ kužele pro svůj polygonální profil, díky čemuž, oproti kuželům ISO i HSK, dokáže přenášet velké krouticí momenty bez nutnosti použití unášecích kamenů. Dále nabízí vysokou tuhost, dobrou přesnost polohování ostří a velmi dobré rozdělení upínací síly na kontaktních plochách. Nevýhodou jsou však výrazně vyšší náklady na výrobu, které jsou hlavním důvodem menšího používání v průmyslové praxi. Všechny uvedené druhy kuželů se vyrábějí v různých velikostech a obvykle umožňují převádět řeznou kapalinu z vřetene, přes nástroj, mnohdy i břitovou destičku, do místa řezu. [21]



Obr. 31 Kuželová stopka Capto [21]

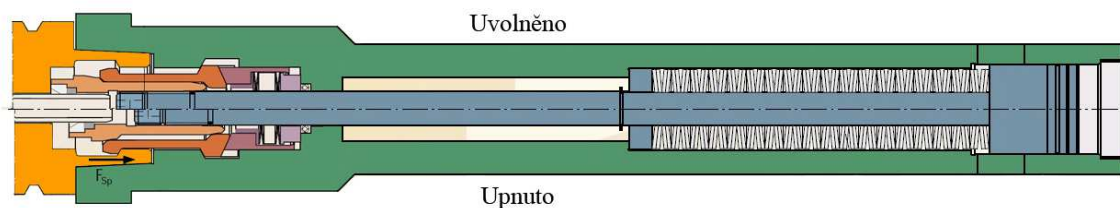
1.5.7 UPÍNACÍ SYSTÉM

Především proto, že uvedené typy kuželů nejsou samosvorné, je pro jejich upevnění v dutině vřetene nutné použít upínací systém. Jedná se o mechanismus, jež vyvozuje tažnou sílu, vtahující nástroj do dutiny vřetene i po dobu řezného procesu. Kužel je ve většině případů držen pomocí kleští, lišicích se podle typu kužele, jimiž je vtahován a následně aretován v dutině vřetene. Mechanismy pro upnutí kužele mohou být ruční nebo automatické. U ručních mechanismů jsou kleštiny opatřeny závity, a jsou roztahovány pomocí otáčení šroubů (obr. 32). Jednotlivé koncepce se však výrazně liší podle jednotlivých výrobců. Mezi výhody ručních upínacích mechanismů lze zařadit fakt, že nepotřebují duté vřeteno, díky čemuž pro stejnou tuhost postačí menší průměr vřetene. Zároveň pracují nezávisle na médiích, jako jsou tlakový vzduch, olej, či elektrická energie, což zjednoduší konstrukci a především umožní zmenšit rozměry v axiálním směru. [2,23]



Obr. 32 Schéma mechanického upínacího systému [23]

Automatické upínací systémy se sice také skládají z mechanických částí, avšak jejich činnost lze pomocí řídicího systému zcela automatizovat, čehož se využívá při automatické výměně nástrojů. V tomto případě se upínací systém skládá především z kleští a jejich mechanismu, tažné tyče a prvků pro vyvinutí tažné a tlačné síly. Vzhledem k tomu, že správná funkce mechanismu je závislá na dodávce médií, bylo nutné zajistit, aby při jejím výpadku nedošlo k uvolnění nástroje. Z toho důvodu se média, jako jsou tlakový vzduch, olej, či elektrická energie, téměř výhradně používají právě k uvolňování nástroje, prostřednictvím pneumatických, resp. hydraulických válců nebo pomocí elektromagnetů. Uvolňovací válce mohou být vestavné či nástavné vně vřetene. Sílu pro vtahování a upnutí nástroje nejčastěji vyvozuje soustava talířových pružin. Tento typ upínacího systému nabízí výrazné zkrácení času nutného pro výměnu nástroje, čehož se spolu s možností úplné automatizace hojně využívá u obráběcích center. Také automatické uvolňovací systémy obvykle zabezpečují dodávku řezné kapaliny skrz vřeteno, přes kužel až k nástroji. [2, 24]



Obr. 33 Schéma upínacího systému s využitím tlačných pružin [24]

1.6 NÁSTROJ

Volba optimálního nástroje pro odhroťovací stroj je přímo závislá na profilu obrobku, který má být odhroťován, případně na škále těchto profilů. Dalším určujícím faktorem je to, zdali bude nástroj sloužit pouze k odhroťování, či případně bude požadováno, aby stejný nástroj umožňoval i zarovnání čela obrobku. Vzhledem k tomu, že odhroťování není příliš rozšířenou aplikací, co se týče trhu, nástroje pro uvedené použití si vyrábí buď výrobci těchto strojů sami, nebo si je nechají vyrobit od na zakázku od velkých firem, jež se zabývají především výrobou konvenčních nástrojů. Jedním z velmi malého počtu výrobců, kteří nabízejí ucelenou řadu nástrojů na odhroťování trubek, případně tyčí s kruhovým průměrem je německá firma Leistriz. Jejich nástroje umožňují srážet hrany kulatin v omezeném rozsahu průměrů i čtyřmi noži současně, a při použití k tomu určených držáků břitových destiček i pod různými úhly. [25]

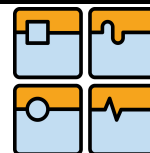


Obr. 34 Řada nástrojů pro odhroťování firmy Leistriz [25]

Pokud je nutno odhroťovat tyče neokružových profilů, používají se k tomu nástroje velmi podobné běžným frézám, tím však vznikne nutnost polohovat tento nástroj ve více osách. Tyto nástroje lze mnohdy najít i v běžné nabídce výrobců nástrojů.



Obr. 35 Nástroje k odhroťování neokružových profilů [26]

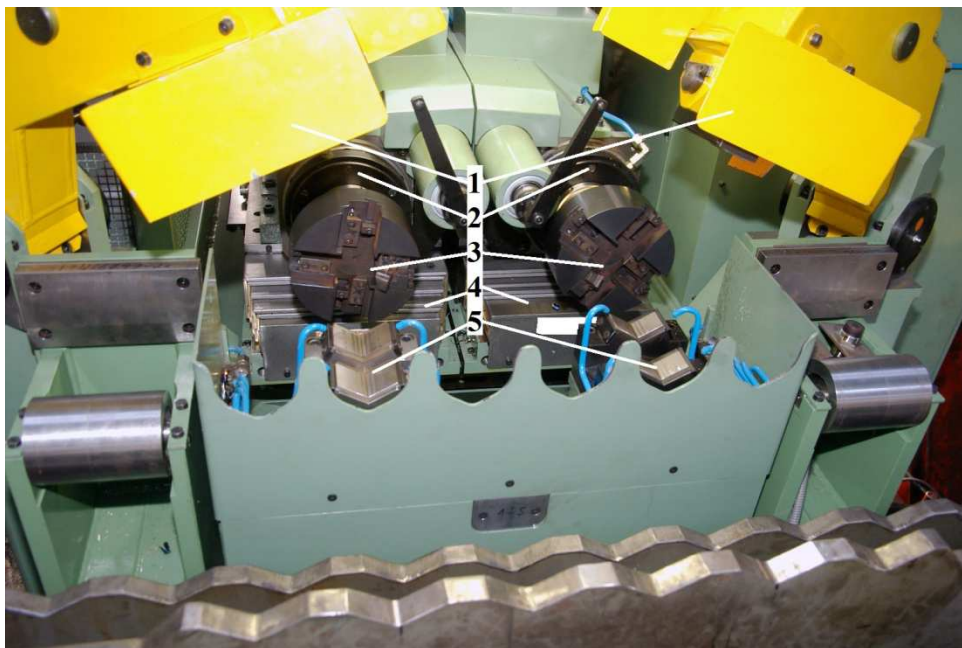


2 POUŽÍVANÉ KONSTRUKCE ODHROTOVACÍCH STROJŮ

Stroje čistě pro odhrotování, popřípadě stroje, jež poskytují možnost zfrézovat i čela tyčí, nabízejí někteří výrobci, zabývající se transportem tyčového materiálu, popřípadě výrobci jednoúčelových strojů. Pro lepší představu o možnostech konstrukce odhrotovacích strojů budou uvedeny některé jejich produkty.

2.1 ODHROTOVACÍ STROJ OD CZ STRAKONICE

Tento stroj slouží pouze ke srážení hran tyčí o průměru v rozmezí 19 až 80 mm, při velikosti srážení od 0,5 do 6 mm, při úhlech srážení 30, 45 a 60 °. Dále stroj nabízí posuv ve dvou osách. Pro zvýšení produktivity je stroj vybaven dvěma pracovními vřeteny, jež jsou osazeny nástroji. Pohon vřeten je zajištěn dvojicí motorů řady 1PH7133 od firmy Siemens. Jmenovitý výkon tohoto typu motoru je 15 kW a krouticí moment 95,5 Nm při 1500 otáčkách za minutu. [44]

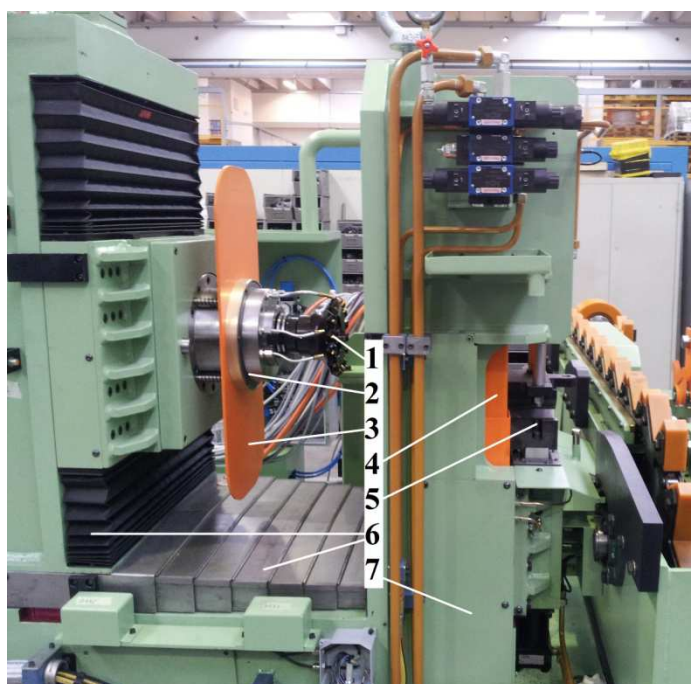


Obr. 36 Odhrotovací stroj CZ Strakonice [44]

- 1) Ochranné kryty spolu s horními upínacími kameny
- 2) Vřeteníky
- 3) Nástroje, též nazývané odhrotovací hlavy
- 4) Posuvové osy
- 5) Dolní upínací kameny

2.2 ODHROTOVACÍ STROJ OD FIRMY MAIR

Tento stroj umožňuje nejen odhroťování kruhových tyčí, ale i zfrézování jejich čel v rozmezí průměrů od 20 do 100 mm. Úhel sražení však může být pouze 45 °. Firma si sama vyvíjí odhrotovací hlavu, kterou stroj umožňuje prostorově polohovat ve dvou osách. Motor, použitý pro pohon vřetene, nabízí výkon 16 kW. [45]



- 1) Odhrotovací hlava
- 2) Vřeteník
- 3) a 4) Ochranné kryty bránící odletování třísek z pracovního prostoru
- 5) Systém pro upínání kruhových tyčí
- 6) Posuvové osy
- 7) Rám stroje

Obr. 37 Odhrotovací stroj Mair [45]

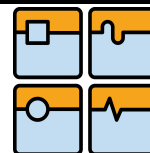
2.3 ODHROTOVACÍ STROJ OD FIRMY STELLA

Odhrotovací stroj od firmy Stella umožňuje odhroťovat a zarovnávat čela primárně kruhové tyče v rozsahu průměrů od 35 do 100 mm. Avšak díky polohování nástroje ve třech osách, je možné srážet hrany a zarovnávat čela i nekruhových tyčí. Úhel sražení, který je možné obrobit, je 30 ° a maximální délka sražení 6 mm. Avšak tyto parametry lze modifikovat volbou nástroje. Pro pohon vřetene je použit motor o výkonu 15 kW. [46]



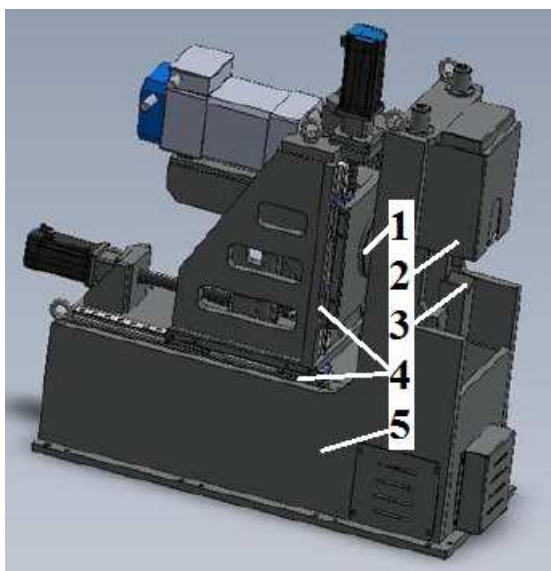
- 1) Pohybové osy
- 2) Vřeteník
- 3) Nástroj
- 4) Ochranné kryty
- 5) Systém pro upínání kruhových tyčí

Obr. 38 Odhrotovací stroj Stella [46]



2.4 ODHROTOVACÍ STROJ OD FIRMY LABCO

Tento stroj umožňuje odhroťovat tyče kruhového průřezu, jejichž průměr může být od 15 do 120 mm. Hrany lze srážet pod úhlem 45° a při maximálním sražení 6 mm. Odhroťovací nástroj je možné polohovat pomocí dvojice posuvných os. [47]



- 1) Vřeteník
- 2) Ochranné kryty
- 3) Systém pro upínání tyčí
- 4) Posuvové osy
- 5) Rám stroje

Obr. 39 Odhroťovací stroj Labco [47]

3 URČENÍ ZATÍŽENÍ OD ŘEZNÝCH SIL

Pravděpodobně nedůležitějším parametrem, který velmi výrazně ovlivňuje návrh stroje, je zatížení stroje od řezných sil. V závislosti na tomto zatížení je nutné navrhnout všechny jeho části, aby stroj splňoval všechny požadavky na něj kladené. Mezi hlavní požadavky se řadí tuhost stroje a dynamika pohonů. Tuhost je v podstatě odolnost vůči deformacím a má přímý vliv na přesnost stroje, čili i na přesnost obrobku. Dynamika pohonů má přímý vliv na strojní časy, které se zase vážou na hospodárnost stroje.

Řezné síly je možné určit několika způsoby. První způsob je analytickým výpočtem řezných sil pomocí vzorců, které zahrnují materiál obrobku, tvar řezného nástroje a velikost průřezu odebrané třísky. U těchto metod bývá problém s dostupností potřebných koeficientů pro dané materiály. Někteří výrobci řezných nástrojů je sice poskytují, avšak jedná se spíše o orientační hodnoty. [34]

Druhou možností je určení řezných sil měřením, které může být přímé, kdy se přímo měří řezná síla, nebo nepřímé, spočívající v měření veličiny, z níž se řezná síla vypočítá.

Vzhledem k tomu, že pro ocele, jež se budou obrábět, nebyly dostupné koeficienty potřebné pro analytický výpočet, byla, po konzultaci s odbornými asistenty na ústavu Strojírenské technologie, zvolena možnost, naměřit řezné síly pro konkrétní materiál.

3.1 ROZDĚLENÍ MĚŘENÍ A MĚŘICÍCH PŘÍSTROJŮ

3.1.1 NEPŘÍMÉ MĚŘENÍ

Nejpoužívanější metodou nepřímého měření je měření příkonu obráběcího stroje wattmetrem. Spočívá v tom, že se nejprve změří příkon stroje běžícího bez zatížení (naprázdno) a následně příkon při odebírání třísky. [34]

$$P_f = P_z - P_o \quad (1)$$

Kde P_f je příkon potřebný k obrábění [W], P_z příkon při zatížení [W] a P_o je příkon při běhu naprázdno [W] [34]

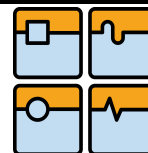
Z rozdílu obou příkonů se pomocí vzorce (2) vypočítá tangenciální složka řezné síly. Touto nepřímou metodou zjistíme střední hodnoty tangenciální řezné síly s omezenou přesností.

$$F_c = \frac{P_f \cdot \eta \cdot 60}{v_c} \quad (2)$$

Kde F_c je tangenciální složka řezné síly [N], P_f je příkon potřebný k obrábění [W], η je účinnost hnacího motoru [-] a v_c je řezná rychlost [m/min]. [34]

3.1.2 PŘÍMÉ MĚŘENÍ

Pro přesnější určení velikosti řezné síly případně jejich složek se používají přímé metody měření pomocí dynamometru. Dynamometry jsou přístroje, jež na základě pružných deformací k tomu uzpůsobených elementů, dávají informace o velikosti a směru řezné síly. [34]



3.1.3 MĚŘICÍ PŘÍSTROJE

Podle typu pružných elementů rozlišujeme několik druhů dynamometrů. [34]

- Mechanické
- Pneumatické
- Hydraulické
- Elektrické

Při tomto měření byl použit elektrický dynamometr typu 9257 od švýcarské firmy KISTLER, jenž je přední světový výrobce piezoelektrických dynamometrů. Tyto dynamometry pracují na principu piezoelektrického jevu, při kterém se na povrchu krystalu dielektrika, jež není středově souměrný, vlivem deformace vytvoří elektrický náboj, jehož polarita se mění v závislosti na směru působení deformační síly. [35]

Dynamometr se skládá ze čtyř silových senzorů, z nichž každý se skládá ze třech komponentů. Tyto senzory jsou prostřednictvím velkého předpětí upevněny mezi základní a horní desku dynamometru. Jednotlivé senzory jsou složeny ze třech párů křemíkových desek, přičemž jeden pár je citlivý na tlak ve směru osy Z a zbylé dva snímají střih v rovině os x a y. Tím pádem je přístroj schopen měřit tři složky řezné síly F_x , F_y a F_z a tři momenty M_x , M_y a M_z . Velkou výhodou toho typu dynamometru je to, že při měření prakticky nedochází k žádnému pohybu těchto komponent, díky čemuž jsou z měření odstraněny dynamické vlivy, a výsledky jsou přesnější. Dynamometr je vyroben z nerezavějící oceli a jeho konstrukce je zatěsněná proti vniku řezné, případně chladicí kapaliny. Součástí horní desky je i speciální teplotní izolace, jenž zlepšuje teplotní odolnost přístroje. [36]

3.2 VLASTNÍ EXPERIMENT

3.2.1 CÍL EXPERIMENTU

Cílem měření bylo získat hodnotu řezného odporu pro konkrétní ocele, které budou při plánované aplikaci odhroťovány. Tento odpor byl vypočten z naměřených řezných sil, jež působily při obrábění za daných podmínek. Řezné podmínky byly zvoleny tak, aby co nejvíce odpovídaly podmínkám, za kterých se plánuje, že bude odhroťování probíhat.

3.2.2 PARAMETRY EXPERIMENTU

Experiment byl proveden v laboratořích ústavu Strojírenské technologie, na Fakultě strojního inženýrství, Vysokého učení technického v Brně. Jelikož sražení hran u tyčí s kruhovým průřezem je technologická operace, která se nejčastěji provádí u soustružení, bylo měření řezných sil provedeno při soustružení. Vzorky materiálů, pro měření, dodal v podobě kruhových tyčí o průměru 50 mm a délce 500 mm zadavatel diplomové práce firma Žďas. Jednalo se o vzorky z oceli 42CrMo4 (1.7225), jež byla tepelně zušlechťená, dále C45 (1.1191) a poslední vzorek byl z oceli 16MnCr5 (1.7131), viz obr. 40.



Obr. 40 Vzorok před měřením

Jak již bylo uvedeno, řezné parametry byly zvoleny tak, aby odpovídaly budoucí aplikaci stroje. Řezná rychlost $v_c = 100$ m/min, z níž se následně vypočítaly otáčky vřetene, které odpovídaly hodnotě $n = 637$ ot/min, posuv byl zvolen $f = 0,1$ mm/ot. Na základě zkušeností pracovníků ústavu strojírenské technologie byla zvolena délka obrábění při jednom měření odpovídající hodnotě $l = 6$ mm, což je dostatečná délka pro získání přesných hodnot měření. V programu Dynoware bylo nutné nastavit čas, který zabere jedno měření a požadovanou vzorkovací frekvenci. Vzorkovací frekvence byla nastavena na střední hodnotu $f_v = 2000$ Hz, čímž se dostane 2000 hodnot velikostí řezných sil každou vteřinu. Čas potřebný pro jedno měření byl nastaven na 10 s. Hodnota vznikla na základě doby nutné pro ujetí 6 mm s přidáním časové rezervy. Volba rozmezí tloušťek třísek pro experiment byla učiněna na základě možností VBD. Zvoleny byly tloušťky $t_{1-6} = 1,2,3,4,5,6$ mm.

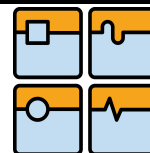
3.2.3 MĚŘICÍ APARATURA

Při měření byla použita aparatura Kistler, jejíž komponenty jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 Měřicí aparatura

Komponenta	Typ
Piezoelektrický dynamometr	typ 9257B
Propojovací kabely	typ 1631C5 a 1688B5
Distribuční box s BNC konektory	
BNC-BNC kabely	typ 1601B2
8-mi kanálový nábojový zesilovač Kistler	typ 5070A11000
Propojovací kabel	typ 1500A7
A/D převodník pro stolní PC a notebooky	typ 2855A5
16-ti bitová, 8-mi kanálová karta se vzorkovací frekvencí 100Hz	typ PC-CARD-DAS

V notebooku značky ASUS je signál zpracováván v programu Dynoware.



Obr. 41 Měřicí aparatura

Samotný řezný proces byl proveden na soustruhu SU50. Při experimentu byla, prostřednictvím nožového držáku (typ PCLNR 2020K12), použita vyměnitelná břitová destička od firmy Pramet (typ CNMG 120408 E-M). Tato destička čtvercového tvaru má čtyři břity, které bylo možné během experimentu střídat, čímž se minimalizovalo zkreslení výsledků měření vlivem opotřebení břitové destičky. Konkrétní parametry břitové destičky jsou uvedeny na obr. 42.

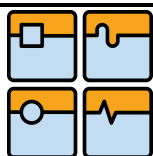
CNMG 120408E-M ;6640						
80000009						
2175048 - 5321			QTY 10			
	STEEL	STAINLESS	CAST IRON	NON-FERROUS	SUPERALLOYS	HARD MATERIAL
GROUP	P20-P40	M20-M35	K25-K40	—	—	—
v_c (m/min)	255-110	150-65	240-100	—	—	—
f_n (mm/rev)	0,15-0,60	0,15-0,45	0,15-0,60	—	—	—
a_p (mm)	0,8 -6,0	0,8 -4,5	0,8 -6,0	—	—	—

Obr. 42 Doporučené řezné parametry VBD

3.2.4 PŘÍPRAVA MĚŘENÍ

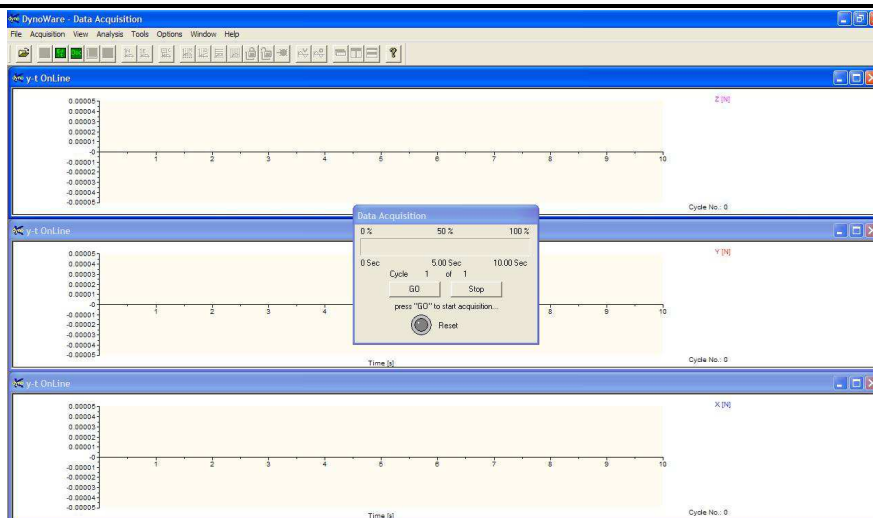
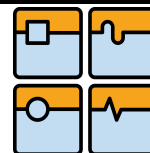
Před začátkem experimentu bylo nutné připravit a zapojit veškerou měřicí aparaturu. Ze suportu soustruhu byla odšroubována otočná nožová hlava, místo níž se na suport umístil piezoelektrický dynamometr. Na horní desku dynamometru byl následně přišroubován upínač, do kterého se upevnil nožový držák s vyměnitelnou břitovou destičkou.

Před každým měřením bylo nutné připravit si soustruh a nástroj pro měření. Při měření bylo nutné zachovat konstantní řeznou rychlost, což se zajistilo nastavením rychlosti pomocí NC řízení. Konstantní rychlost a dráhu posuvu zabezpečoval automatický posuv společně s mechanickým dorazem, jehož poloha se měnila pro každé měření. Po nastavení potřebné hloubky třísky bylo možné zahájit experiment.

*Obr. 43, 44 Soustruh SU50 a detail na odmontovaný suport**Obr. 45 Příprava před měřením na stroji*

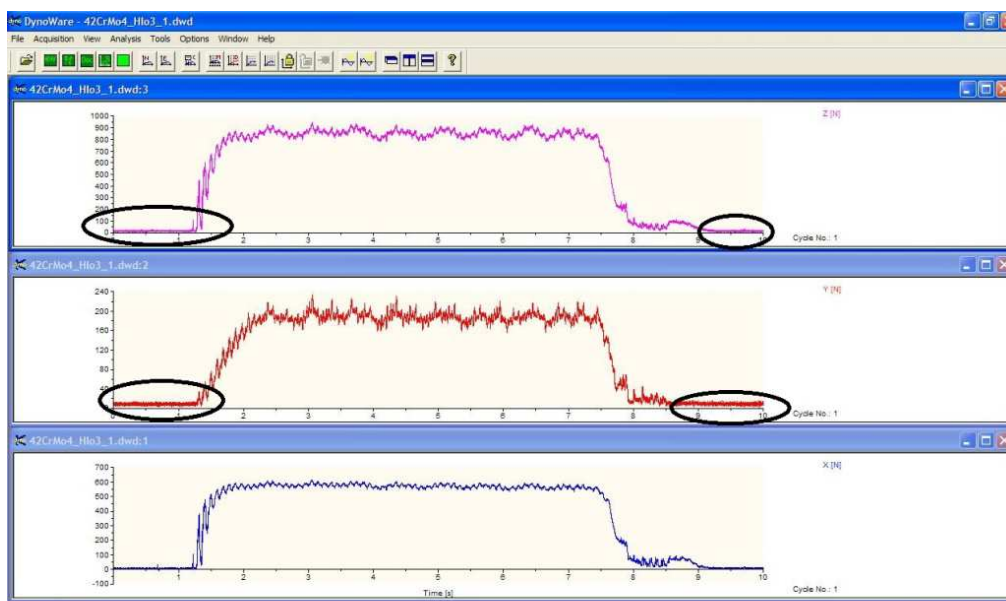
3.2.5 PRŮBĚH MĚŘENÍ

Po počátečním nastavení se přešlo k samotnému měření. První série měření byla provedena na vzorové tyči z oceli 42CrMo4 s tepelným zpracováním, následovala tyč z oceli 16MnCr5, a jako poslední byla podrobena měření tyč z oceli C45. Měření bylo provedeno pro každou hloubku třísky třikrát. Každé měření bylo zahájeno jeho spuštěním v Dynoware. Jakmile program prostřednictvím zelené kontrolky indikoval spuštění, byl spuštěn řezný proces na soustruhu.



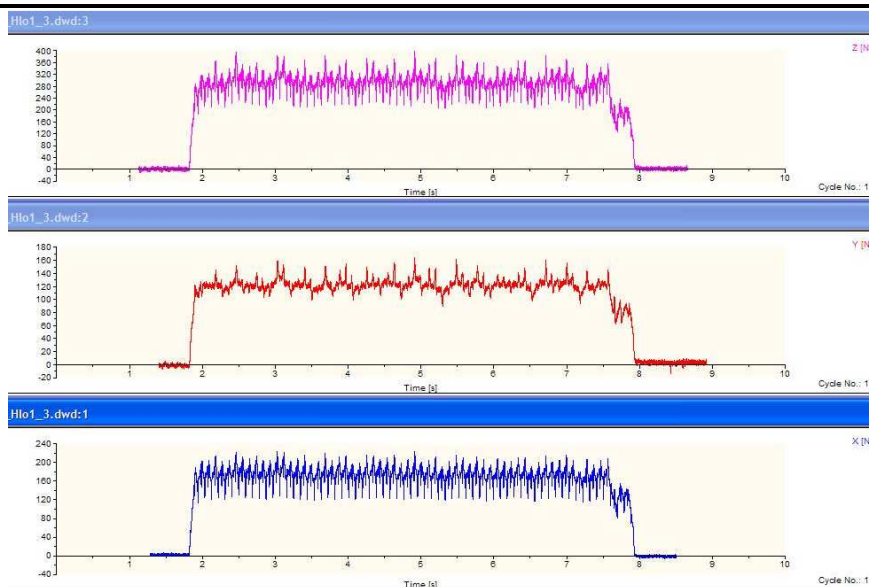
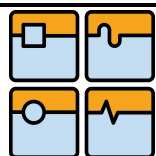
Obr. 46 Prostředí programu Dynoware před zahájením měření

Po uplynutí 10 s se měření v programu ukončilo a program zobrazil získané výsledky ve formě grafů. V těchto grafech bylo možné vidět, že na začátku či konci experimentu, když ještě nástroj nebyl zatížen, měřicí soustava zaznamenala určité hodnoty, a tím pádem v tomto momentu nejsou hodnoty grafu nulové.

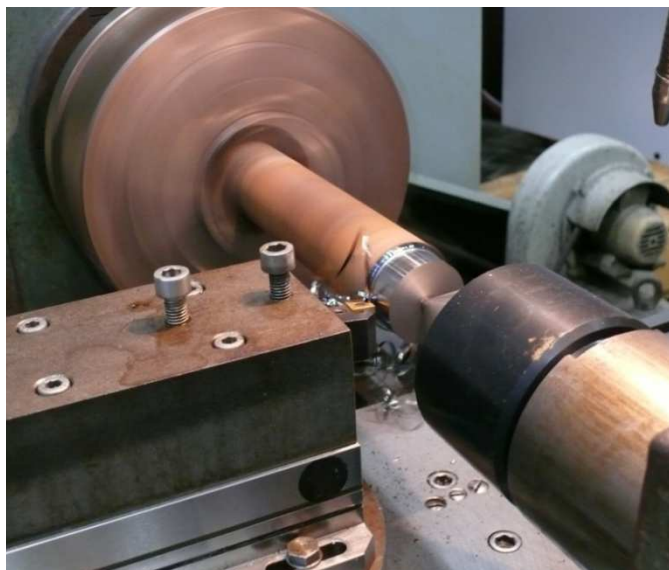


Obr. 47 Zvýrazněné odchylky naměřených hodnot

Tato odchylka, znázorněna na obr. 47, se odstranila v programu pomocí funkce Signal Drift Compensation, při níž se tato místa označila. Program automaticky přepočítal výsledky a posunul uvedená místa na vodorovnou osu. Následně byla z grafu odstraněna místa, která neměla pro výsledek smysl, aby se snížil počet naměřených hodnot. Takto upravené výsledky se následně uložily a pracovní plocha programu se připravila k dalšímu měření, zatím co se mezitím připravovalo další měření na soustruhu.

*Obr. 48 Výsledné naměřené hodnoty po úpravě*

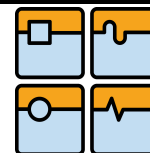
Experiment byl ukončen po provedení všech 54 měření. Průběh jednoho z měření lze vidět na obr. 49.

*Obr. 49 Průběh jednoho z měření*

3.2.6 VÝSTUPY Z MĚŘENÍ

Naměřené hodnoty získané v podobě výstupů z programu Dynoware bylo nutné následně zpracovat a upravit do formy použitelné při návrhu odhrotovacího stroje. Pro zpracování byly použity statistické metody. Vzhledem k množství naměřených hodnot, které i přes redukci při oříznutí grafu v programu, průměrně čítalo okolo 16 000 hodnot, bylo pro statistické zpracování využito programu MS Excel.

Data byla v programu MS Excel upravena a následně byl z každého měření vypočten aritmetický průměr a směrodatná odchylka pro jednotlivé složky síly. Směrodatná odchylka patří mezi základní charakteristiky proměnlivosti statistického souboru. Z důvodu dobrého dimenzování stroje, byla z každé trojice hodnot průměrů pro danou hloubku, zvolena maximální hodnota průměru, k níž byla připočtena směrodatná odchylka.

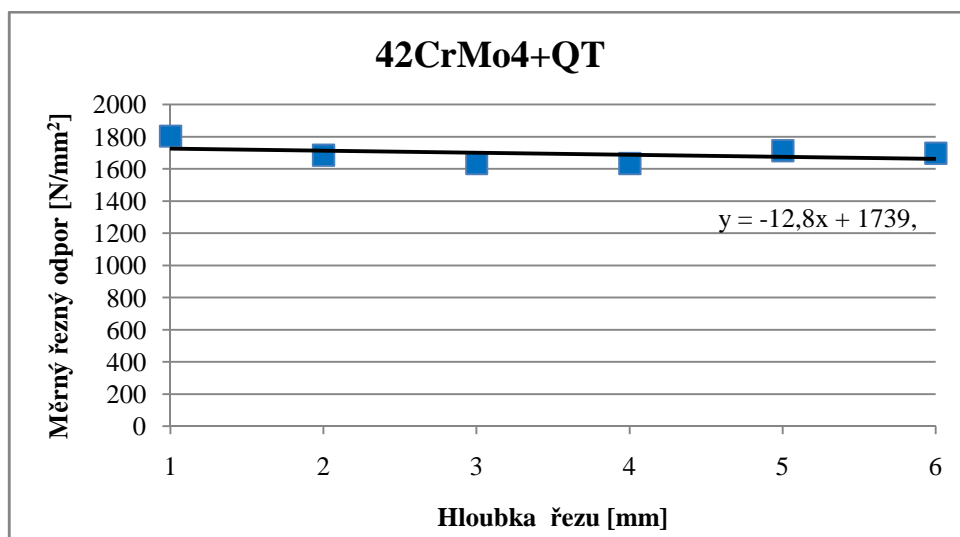


Vzhledem k tomu, že průřez třísky při experimentu byl jiný, než se předpokládá, že bude při řezném procesu na odhrotovacím stroji, bylo nutné ze získaných maximálních hodnot vypočítat měrný řezný odpor. Tento výpočet byl proveden na základě vztahu (3) v programu MathCad. [38]

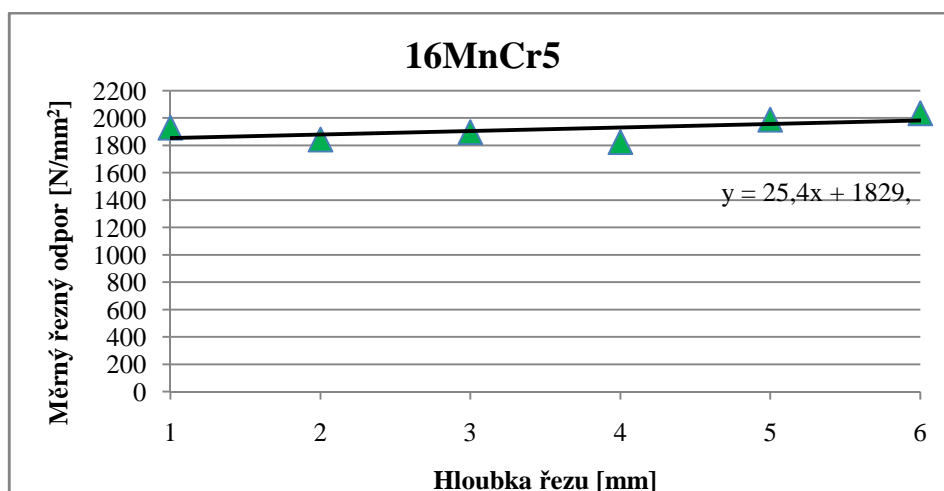
$$k_c := \frac{F_c}{a_p \cdot f \cdot h - m_c} \quad (3)$$

Kde k_c je měrný řezný odpor [N/mm^2], F_c je maximální hodnota hlavní řezné síly [N], a_p hloubka řezu [mm], f je posuv na otáčku [mm], h je tloušťka třísky [mm] a m_c je materiálový koeficient [-]. [40]

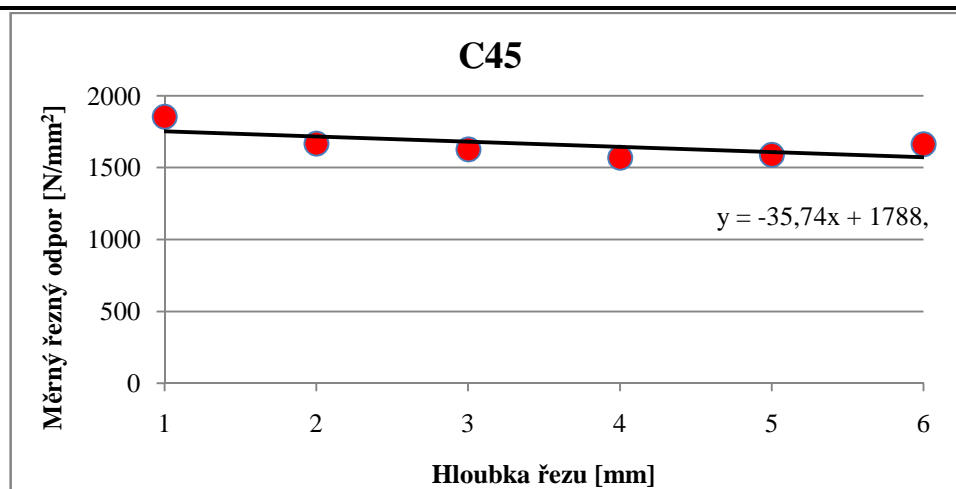
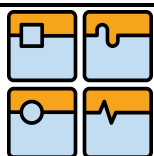
Závislosti vypočtených hodnot měrných řezných odporů na hloubkách řezu byly vneseny do grafů. V následujících grafech jsou barevnými body znázorněny hodnoty měrných řezných odporů odpovídající dané hloubce řezu, zároveň jsou zde vyobrazeny spojnice trendu a jejich rovnice, prostřednictvím kterých je možné vypočítat přibližné hodnoty řezných odporů pro hloubky řezu, jež při experimentu nebyly naměřeny.



Graf č.1 Závislost měrného řezného odporu na hloubce řezu pro ocel 42CrMo4



Graf č.2 Závislost měrného řezného odporu na hloubce řezu pro ocel 16MnCr5



Graf č.3 Závislost měrného řezného odporu na hloubce řezu pro ocel C45

Z důvodu dobrého dimenzování stroje se návrh odvíjí od největšího zatížení, jež bude na stroj působit. Proto je nutné toto zatížení vypočítat na základě měrného řezného odporu pro obě technologické operace, které bude stroj umožňovat, a to pro soustružení hran, tak i pro frézování čel tyčí s kruhovým průřezem. Největší řezný odpor vykazuje ocel 16MnCr5. Ve výpočtu bude nutné počítat s hodnotou řezného odporu odpovídající největší šířce záběru $a_p=12$ mm, pro niž bude odhroťovací stroj navržen. Tuto hodnotu však nebylo možné na výše uvedené aparatuře naměřit z důvodu nákladných komponent a možností soustruhu. Z toho důvodu byla požadovaná hodnota řezného odporu vypočtena pomocí rovnice popisující spojnicí trendu a odpovídá $k_{\text{max}}=2134$ N/mm².

3.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ

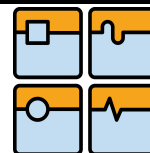
S použitím získaného měrného řezného odporu můžeme vypočítat hlavní řezné síly a jejich složky pro soustružení i pro frézování.

3.3.1 ZATÍŽENÍ OD SOUSTRUŽENÍ

Řezné parametry pro výpočet řezných sil byly voleny na základě řezných parametrů VBD, které výrobce používá na svém nástroji. Pro soustružení jsou použity destičky s typovým označením W2115 - 0426 3121 RY, jež nabízejí obrábění při řezné rychlosti v_c v rozmezí 80 až 120 m/min a posuvu na otáčku 0,08 až 0,12 mm/ot. Zároveň pak byly tyto parametry zpětně voleny při volbě motoru tak, aby byl motor plně využit. Řezná rychlost byla zvolena 100 m/min. Hodnoty možných posuvů na otáčku bylo nutné pro některé kombinace velikosti a úhlu sražení zmenšit, použité hodnoty jsou znázorněny v tab. 4.

Tab. 4 Hodnoty posuvů na otáčku

Posuv na otáčku [mm/ot]						
Velikost zkosení [mm]	1	2	3	4	5	6
Úhel zkosení [°]						
30	0,12	0,12	0,12	0,12	0,11	0,09
45	0,12	0,12	0,12	0,12	0,1	0,08
60	0,12	0,12	0,12	0,1	0,07	0,05



Hlavní řezná síla pro soustružení byla vypočtena podle vzorce (4).

$$F_{cs} := A_d \cdot k_{cmax} \cdot h^{-m_c} \quad (4)$$

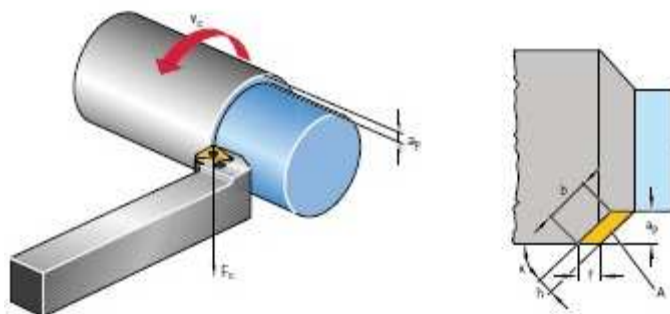
Kde F_{cs} je hlavní řezná síla od soustružení [N], A_d je průřez třísky [mm²], k_{cmax} je zjištěný maximální měrný řezný odpor [N/mm²], h tloušťka třísky [mm], m_c je materiálová konstanta [-].[40]

Tloušťka třísky se vypočítá na základě posuvu na otáčku a úhlu nastavení.

$$h := f \cdot \sin(\kappa) \quad (5)$$

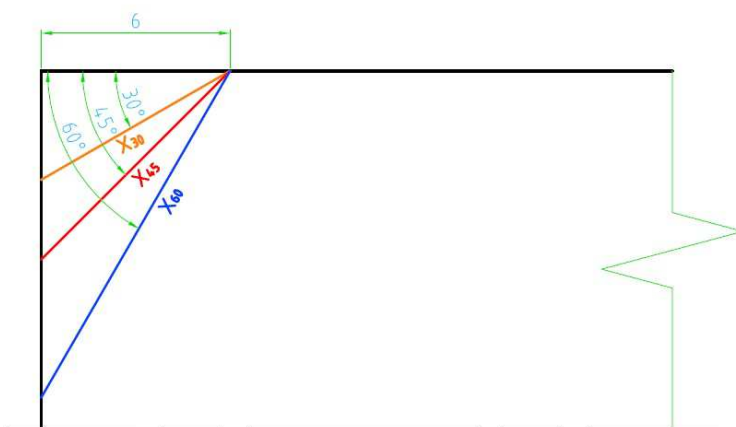
κ je úhel nastavení [°].[40]

Parametry vstupující do výpočtu řezné síly jsou znázorněny na obr. 50.



Obr. 50 Vypočet řezných sil [40]

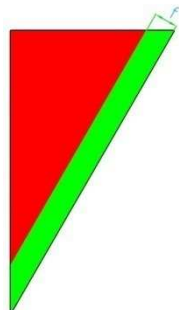
Jedním ze stěžejních parametrů pro výpočet řezné síly je průřez třísky, který se bude měnit s velikostí sražení hrany a úhlem sražení. Za předpokladu největšího sražení je nutné vypočítat jednotlivé maximální hodnoty průřezu třísky pro jednotlivé úhly sražení.



Obr. 51 Znázornění jednotlivých úhlů sražení

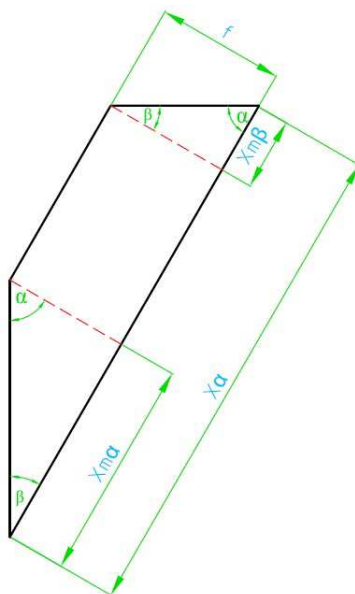
S využitím goniometrických funkcí a Pythagorovy věty byly vypočteny maximální délky záběru X_{30} , X_{45} , X_{60} a výšky jednotlivých trojúhelníků V_{30} , V_{45} , V_{60} . Průřezy třísek v těchto případech budou mít tvar lichoběžníků. Pro každý průřez platí, že jeho obsah je

možné vypočítat, jako rozdíl obsahů dvojice trojúhelníků, viz obr. 52. Kdy daný průřez třísky, na obr. 52 znázorněn zeleně, získáme odečtením obsahu celkového trojúhelníku od toho červeně vyznačeného.



Obr. 52 Průřez třísky

Jednotlivé parametry výpočtu jsou znázorněny na obr. 53. Kdy úhel α odpovídá úhlu sražení, v tomto případě může nabývat hodnot 30° , 45° , 60° . β je úhel protilehlý, f je posuv na otáčku, X_α je maximální délka záběru pro daný úhel.



Obr. 53 Znázornění parametrů použitých při výpočtu průřezu třísky

Rozměry $X_{m\alpha}$, $X_{m\beta}$ lze vypočítat s použitím funkce tangens, viz vzorec (6).

$$x_{m\alpha} := \frac{f}{\tan(\alpha)} \quad (6)$$

Číselným dosazením jsou získány hodnoty:

$$x_{m30} := \frac{0.05}{\tan\left(\frac{\pi}{6}\right)}$$

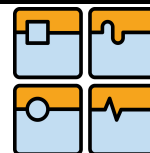
$$x_{m45} := \frac{0.05}{\tan\left(\frac{\pi}{4}\right)}$$

$$x_{m60} := \frac{0.05}{\tan\left(\frac{\pi}{3}\right)}$$

$$x_{m30} := 0.087 \text{ mm}$$

$$x_{m45} := 0.05 \text{ mm}$$

$$x_{m60} := 0.029 \text{ mm}$$



Po vložení výše uvedených parametrů do výpočtu (7), za předpokladu maximálního záběru 6 mm, byly získány maximální hodnoty průřezu třísky pro jednotlivé úhly sražení.

$$A_{d\alpha} := \left(x_{\alpha} \cdot \frac{v_{\alpha}}{2} \right) - \left[\frac{[(x_{\alpha} - x_{m\alpha} - x_{m\beta}) \cdot (v_{\alpha} - f)]}{2} \right] \quad (7)$$

Po vyčíslení vyšla hodnota maximálního průřezů třísky v mm² pro úhel sražení 30 °. Výpočet pro úhly 45 ° a 60 ° byl proveden analogicky a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 5.

$$A_{d30} := \left(x_{30} \cdot \frac{v_{30}}{2} \right) - \left[\frac{[(x_{30} - x_{m30} - x_{m60}) \cdot (v_{30} - f)]}{2} \right]$$

$$A_{d30} := \left(6.928 \cdot \frac{3}{2} \right) - \left[\frac{(6.928 - 0.087 - 0.029) \cdot (3 - 0.05)}{2} \right] \quad A_{d30} := 0.34 \text{ mm}^2$$

Tab. 5 Hodnoty průřezů třísky

Úhel sražení [°]	30	45	60
Hodnota A _d [mm ²]	0,34	0,42	0,60

Z vypočtených hodnot je patrné, že největší průřez třísky bude při úhlu srážení hran $\alpha = 60^\circ$. Na základě zkušenosti konstruktérů firmy Žďas je velikost celkové řezné síly zvětšena o 20 %, aby nedošlo k poškození stroje při nečekaném zvýšení řezné síly vlivem například materiálové vady v tyči nebo otupení nástroje. Výpočet hlavní složky řezné síly pro soustružení vychází ze vzorce (4), který byl ještě vynásoben třemi kvůli předpokladu použití nástroje, který bude obrábět třemi břity současně.

$$F_{cs} := 3 \cdot 1.2 \cdot A_{d60} \cdot k_{cmax} \cdot h^{-m_c}$$

$$F_{cs} := 3 \cdot 1.2 \cdot 0.597 \cdot 2134 \cdot 0.043^{-0.25}$$

$$F_{cs} := 10060 \text{ N}$$

Kdy hodnota materiálové konstanty byla určena z katalogu firmy Walter $m_c = 0,25$, úhel nastavení je roven úhlu srážení hrany $\kappa = \alpha$. Dosazením úhlu nastavení do rovnice (5) byla vypočtena hodnota tloušťky třísky h . [40]

Jednotlivé složky řezných sil byly vypočteny na základě jejich poměrů vzhledem k hlavní řezné síle.

$$F_f := (0.15 - 0.5) \cdot F_c \quad (8)$$

$$F_{fs} := 0.5 \cdot F_{cs} = 5.028 \times 10^3 \text{ N}$$

Kde F_f je posuvová složka hlavní řezné síly [N]. Byla zvolena varianta s největším zatížením F_{fs} [N]. [6]

$$F_p := (0.25 - 0.4) \cdot F_{cs} \quad (9)$$

$$F_{ps} := 0.4 \cdot F_{cs} = 4.022 \times 10^3 \text{ N}$$

Kde F_p je pasivní složka hlavní řezné síly [N]. Pro další výpočty byla opět vybrána největší hodnota F_{ps} [N]. [6]

Na základě hlavní řezné síly lze vypočítat potřebný výkon motoru pro pohon vřetene.

$$P_{mots} := \frac{F_{cs} \cdot v_c}{60000} \quad (10)$$

$$P_{mots} := \frac{10060 \cdot 100}{60000} \quad P_{mots} := 16.8 \text{ kW}$$

Kde P_{mots} je výkon motoru pro soustružení [kW] a v_c je řezná rychlost. [40]

Dle vzorce (11) byl vypočítán potřebný krouticí moment dodávaný motorem. Otáčky, vyžadovány při daném momentu, byly vypočteny ze vzorce (12).

$$M_k := F_c \cdot \frac{D}{2 \cdot 1000} \quad (11)$$

Kde M_k je potřebný krouticí moment [Nm], F_c je řezná síla [N], D je průměr, na kterém řezná síla působí [mm]. [6]

$$n := \frac{v_c \cdot 1000}{D_c \cdot \pi} \quad (12)$$

Kde n jsou otáčky [ot/min], D_c průměr soustruženého obrobku [mm]. [40]

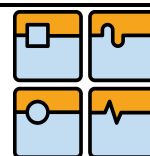
Potřebný krouticí moment a příslušné otáčky byly vyčísleny pro všechny průměry z požadovaného rozsahu, zaokrouhlené na desítky. Celý výpočet je přiložen v příloze práce, v tabulce jsou uvedeny výsledné hodnoty pro krajní průměry požadovaného rozsahu, čili $D_{100} = 100 \text{ mm}$ a $D_{20} = 20 \text{ mm}$.

$$M_{ks100} := F_{cs} \cdot \frac{D_{100}}{2 \cdot 1000} \quad M_{ks100} := 10060 \cdot \frac{100}{2 \cdot 1000}$$

$$n_{100} := \frac{v_c \cdot 1000}{D_{100} \cdot \pi} \quad n_{100} := \frac{100 \cdot 1000}{100 \cdot \pi}$$

Tab. 6 Vypočtené hodnoty krouticích momentů a otáček

Průměr tyče [mm]	Krouticí moment [Nm]	Otáčky [ot/min]
100	503	318
20	101	1592



3.3.2 ZATÍŽENÍ OD FRÉZOVÁNÍ

Řezné parametry byly voleny, stejně jako v předchozím případě, na základě doporučených řezných parametrů pro použití VBD ODET 0605. Doporučený posuv na zub pro břitové destičky je v rozmezí $f_z = 0,2$ až $0,48$ mm/zub. Maximální hloubka třísky $a_{fp} = 0,5$ až 4 mm a řezná rychlost v intervalu $v_{fc} = 150$ až 240 m/min. Úhel čela $\gamma_0 = 0^\circ$. Volba řezných parametrů byla zpětně upravena při volbě pohonu pro ideální využití motoru. Pro výpočet byla vzata střední hodnota řezné rychlosti $v_{fc} = 200$ m/min, hloubka třísky byla volena jako maximální požadovaná v zadání $a_{fp} = 3$ mm a úhel nastavení je $\kappa = 43^\circ$. Posuv na zub musel být pro některé průměry tyčí snížen kvůli potřebnému krouticímu momentu. Hodnoty posuvu jsou uvedeny v tabulce 7.

Tab. 7 Hodnoty posuvů na zub

Hodnoty posuvu na zub pro jednotlivé šířky řezu									
Šířka řezu (průměr tyče) [mm]	100	90	80	70	60	50	40	30	20
Posuv na zub [mm/zub]	0,1	0,11	0,13	0,16	0,2	0,25	0,34	0,48	0,48

Další parametry byly získány od předpokládaného výrobce nástroje. Průměr frézy $D_c = 195$ mm a počet zubů $z = 20$.

Výpočet řezných sil od frézování vychází ze součtu jednotlivých řezných sil, působících na zuby, které jsou v záběru, viz vzorec (13).

$$F_{cf} := \sum_{i=1}^{n_z} F_{cfi} \quad (13)$$

Kde F_{cf} je celková řezná síla [N], F_{cfi} je řezná síla působící na i -tý zub [N], n_z je počet zubu v záběru [-], který byl vypočten dle vzorce (14). [37]

$$n_z := \frac{\phi_s \cdot z}{360} \quad (14)$$

Kde z je počet zubů frézy [-], ϕ_s je úhel záběru $^\circ$, který se vypočte dle vzorce (15). [37]

$$\phi_s := 2 \cdot \arcsin\left(\frac{a_e}{D_c}\right) \quad (15)$$

$$\phi_s := 2 \cdot \arcsin\left(\frac{100}{195}\right) \quad \phi_s := 61.7^\circ$$

Kde a_e je šířka řezu [mm], D_c je průměr frézy [mm]. [40]

Řezná síla působící na jednotlivé zuby byla vypočtena vyčíslením vzorce (16).

$$F_{cfi} := f_z \cdot a_{fp} \cdot k_{fc} \cdot \sin(\phi_i) \quad (16)$$

Kde f_z je posuv na zub [mm/zub], a_{fp} je hloubka řezu [mm], k_{fc} je specifická řezná síla [N/mm²], θ_i je úhel pod kterým i-tý zub zabírá [°]. [37]

Specifická řezná síla se spočítá na základě střední tloušťky třísky úhlu čela nástroje měrného řezného odporu.

$$k_{fc} := \left(\frac{1 - 0.01 \cdot \gamma_0}{m_c} \right) \cdot k_{cmax} \quad (17)$$

Kde γ_0 je úhel čela [°], h_m je střední tloušťka třísky [mm], m_c je materiálová konstanta [-], k_{cmax} je maximální hodnota řezného odporu určena měřením [N/mm²]. [40]

Střední hloubka třísky vychází ze vzorce (18).

$$h_m := \frac{114.7 \cdot f_z \cdot \sin(\kappa) \left(\frac{a_e}{D_c} \right)}{\phi_s} \quad (18)$$

$$h_m := \frac{114.7 \cdot 0.1 \cdot \sin(43) \cdot \left(\frac{100}{195} \right)}{61.7} \quad h_m := 0.065 \text{ mm}$$

Kde κ je úhel nastavení [°]. [40]

Dosazením vypočtených hodnot a parametrů získáme hodnotu specifické řezné síly ze vzorce (17) a počet zubů v záběru ze vzorce (14).

$$k_{fc} := \left(\frac{1 - 0.01 \cdot 0}{0.065^{0.25}} \right) \cdot 2134 \quad k_{fc} := 4229 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

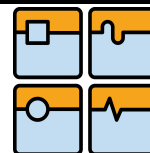
$$n_z := \frac{61.7 \cdot 20}{360} \quad n_z := 3.43 \text{ zubu}$$

Počet zubů v záběru se zaokrouhluje nahoru, čili pro výpočet byla vzata hodnota $n_z = 4$ zuby.

Pro výpočet řezných sil, působících na jednotlivé zuby, bylo nutné vypočítat, pod jakými úhly budou zuby zabírat.

$$\phi_i := \frac{\phi_s}{n_z} \quad \phi_i := \frac{61.7}{4} \quad \phi_i := 15.4^\circ \quad (19)$$

$$\phi_1 := \phi_i \quad \phi_2 := 2\phi_i \quad \phi_3 := 3\phi_i \quad \phi_4 := 4\phi_i$$



Vyčíslením vzorce (16) získáme hodnoty řezných sil působících na jednotlivé zuby v záběru, při frézování tyče o průměru 100 mm.

$$F_{cf1} := f_z \cdot a_{frp} \cdot k_{fc} \cdot \sin(\phi_1) \quad F_{cf1} := 0.1 \cdot 3.4229 \cdot \sin(15.4) \quad F_{cf1} := 337.5 \text{ N}$$

$$F_{cf2} := f_z \cdot a_{frp} \cdot k_{fc} \cdot \sin(\phi_2) \quad F_{cf2} := 0.1 \cdot 3.4229 \cdot \sin(30.8) \quad F_{cf2} := 650.6 \text{ N}$$

$$F_{cf3} := f_z \cdot a_{frp} \cdot k_{fc} \cdot \sin(\phi_3) \quad F_{cf3} := 0.1 \cdot 3.4229 \cdot \sin(46.2) \quad F_{cf3} := 917 \text{ N}$$

$$F_{cf4} := f_z \cdot a_{frp} \cdot k_{fc} \cdot \sin(\phi_4) \quad F_{cf4} := 0.1 \cdot 3.4229 \cdot \sin(61.7) \quad F_{cf4} := 1117.6 \text{ N}$$

Celková řezná síla od frézování byla vypočtena na základě vzorce (13). S ohledem na možné nepřesnosti při řezném procesu je velikost celkové řezné síly zvětšena o 20 %, aby nedošlo k poškození stroje při nečekaném zvýšení řezné síly vlivem například materiálové vady v tyči nebo otupení nástroje.

$$F_{cf} := (F_{cf1} + F_{cf2} + F_{cf3} + F_{cf4}) \cdot 1.2 \quad F_{cf} := 3627 \text{ N}$$

Posuvová složka řezné síly byla určena dle poměru vůči hlavní řezné síle. Poměry jsou rozdílné pro sousledné a nesousledné frézování. Vzhledem k tomu, že se jedná o symetrické frézování, kdy polovina frézy frézuje nesousledně a druhá sousledně, pro výpočet byl zvolen ten větší poměr.

$$F_f := (1 - 1.2) \cdot F_{cf} \quad (20)$$

$$F_{ff} := 1.2 \cdot F_{cf} = 4.352 \times 10^3 \text{ N}$$

Kde F_f je posuvová složka řezné síly [N]. Zvolena byla největší možná posuvová síla F_{ff} [N]. [37]

Axiální složka řezné síly F_{af} [N] byla volena na základě odborných článků, které se zabývaly měřením složek řezných sil při frézování [41, 42, 43]. Z výsledků vyplynulo, že axiální složka je vzhledem k hlavní složce řezné síly v poměru 5:1, výjimečně 4:1. Vzhledem k dostatečnému dimenzování stroje byl pro výpočet vzat poměr 4:1.

$$F_{af} := \frac{F_{cf}}{4} = 906.689 \text{ N}$$

Potřebný výkon motoru pro tuto operaci lze vypočítat na základě vzorce (21). [40]

$$P_{mot} := \frac{(a_{frp} \cdot a_e \cdot v_{fr} \cdot k_{fc})}{60000000} \quad (21)$$

Kde v_{fr} je rychlost posuvu [mm/min]. [40]

$$v_{fr} := f_z \cdot z \cdot n_{fr}$$

$$v_{fr} := 0.1 \cdot 20 \cdot 326.5$$

$$v_{fr} := 653 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Kde n_{fr} jsou otáčky při frézování [ot./min]

$$P_{motf} := \frac{1.2 \cdot (a_{frp} \cdot a_e \cdot v_{fr} \cdot k_{fc})}{60000000}$$

$$P_{motf} := \frac{1.2 \cdot 3 \cdot 100 \cdot 653 \cdot 4229}{60000000}$$

$$P_{motf} := 16.6 \text{ kW}$$

Kde P_{motf} je výkon motoru [kW]. Aby byl motor dostatečně dimenzovaný, je velikost potřebného výkonu motoru zvětšena o 20 %, aby nedošlo k poškození pohonu při nečekaném zvýšení řezné síly vlivem například materiálové vady v tyči nebo otupení nástroje.

Potřebný krouticí moment byl vypočten na základě vzorce (11) a patřičné otáčky dle vzorce (12), kdy byl průměr obrobku nahrazen průměrem frézy D_c .

$$M_{kf} := F_{cf} \cdot \frac{D_c}{2 \cdot 1000}$$

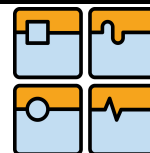
$$M_{kf} := 3627 \cdot \frac{195}{2 \cdot 1000}$$

$$M_{kf} := 353.6 \text{ Nm}$$

$$n_{fr} := v_{frc} \cdot \frac{1000}{D_c \cdot \pi}$$

$$n_{fr} := 200 \cdot \frac{1000}{195 \cdot \pi}$$

$$n_{fr} := 326.5 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

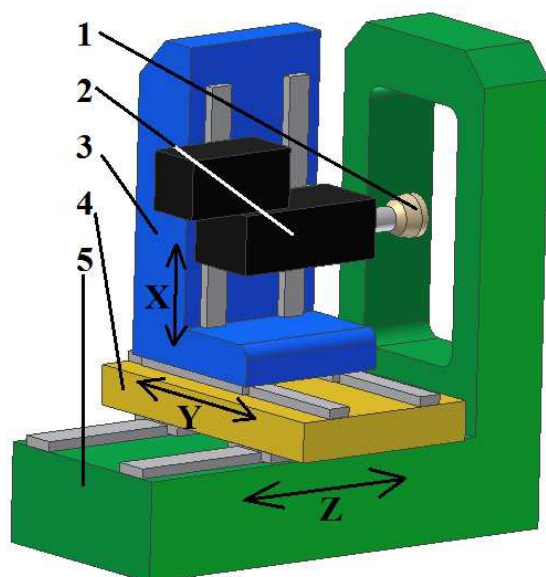


4 VARIANTY NÁVRHU STROJE

V průběhu řešení konstrukce odhroťovacího stroje byly vytvořeny různé varianty, které byly podrobeny analýze s pohledu funkčnosti a požadavkům technologického využití. Na základě těchto analýz byla vybrána optimální varianta k detailnějšímu konstrukčnímu zpracování.

4.1 PRVNÍ VARIANTA

První varianta je znázorněna na obr. 54. Pro odhroťování hran a sražení čel tyčí byl použit nástroj, jenž bývá běžně dostupný u velkých výrobců řezných nástrojů a VBD, viz obr. 35. Díky tomu, že se nejedná o speciální nástroj na zakázku, je tento nástroj levnější. S použitím tohoto nástroje pro odhroťování však přichází nutnost polohovat nástroj ve třech osách. Zároveň však díky dalšímu stupni volnosti nástroj umožňuje odhroťovat i tyče s nekruhovým průřezem. Na obrázku jsou také znázorněny předpokládané základní části stroje.



- 1) Nástroj
- 2) Vřeteník s hlavním pohonem
- 3) Suport
- 4) Křížový suport
- 5) Lože

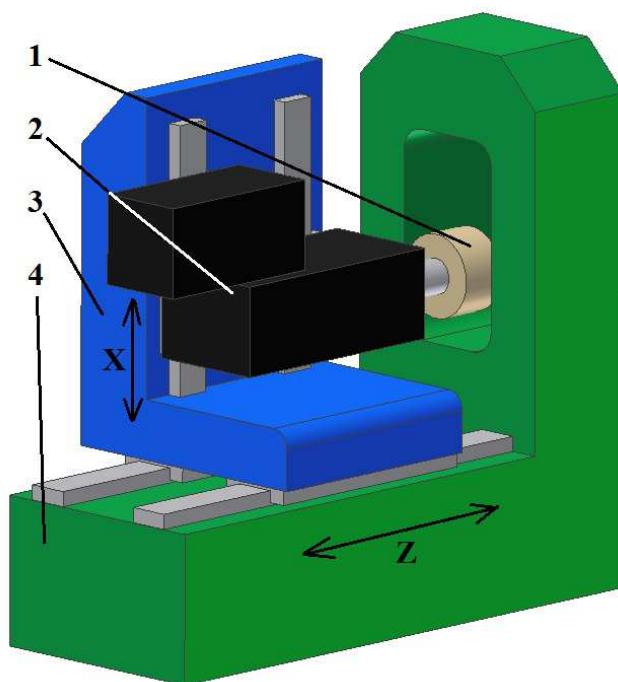
Obr. 54 První varianta

Součástí lože je i část pohybové jednotky v ose Z a systém pro upínání obrobků. Druhá část pohybové jednotky pro osu Z se nachází na křížovém suportu, spolu s částí jednotky pro posuv v ose Y. Křížový suport má velký vliv na přesnost polohování, a tím pádem i na přesnost obrábění, současně však i na rozměry stroje, především v ose Y. Prostřednictvím pohybové jednotky v ose Y, se po křížovém suportu pohybuje suport, který nese vřeteník polohovaný v ose X. Součástí vřeteníku je i hlavní pohon a výše zmíněný nástroj.

Před sražením by nejprve roztočený nástroj najel do požadované polohy v ose Z, která by se odvíjela od požadavku na hloubku sražení. Při samotném sražení by pak nástroj obkroužil tyč po jejím obvodu pomocí polohování v osách X a Y. Úhel sražení by byl daný úhlem na nástroji. Zarovnání čela by proběhlo prostým frézováním.

4.2 DRUHÁ VARIANTA

V případě druhé varianty je použit speciální nástroj vyrobený na zakázku. Nástroj by byl podobný nástroji znázorněnému na obr. 34, avšak byl by osazen věncem s VBD pro zarovnání čela. Tento nástroj by sice umožňoval ohroťovat pouze tyče kruhového průřezu, avšak díky speciální konstrukci se výrazně zvýší produktivita. V případě použití speciálního nástroje jej pro odhroťování a zarovnání čela stačí polohovat pouze ve dvou osách, což výrazně zjednoduší konstrukci stroje. Základní části navržené varianty jsou znázorněny na obr. 55.

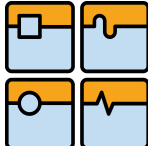


- 1) Nástroj
- 2) Vřeteník s hlavním pohonem
- 3) Suport
- 4) Lože

Obr. 55 Druhá varianta

Lože obsahuje upínací mechanismus obrobků a část pohybové jednotky pro polohování v ose Z. Prostřednictvím druhé části pohybové jednotky je připojen suport s vřeteníkem osazeným nástrojem, polohovatelným v ose X. V závislosti na polohování ve dvou osách je nutné, aby upnutá tyč ležela v přesné poloze v ose Y, v níž nástroj nelze polohovat.

Použití speciálního nástroje, který by měl oddělené řezné části pro zarovnání čela a pro sražení hran, by umožnilo provést obě operace s polohováním pouze ve dvou osách. Nejprve by došlo k zarovnání čela, kdy by roztočený nástroj najel do požadované polohy v ose Z, v závislosti na hloubce zarovnání. Následně by polohováním v ose X zfrézoval čelo tyče tak, že by jel od horního okraje tyče směrem dolů. Po dokončení frézování by nástroj pokračoval v pohybu v ose X směrem dolů, dokud by nebyla osa rotace nástroje shodná s osou tyče. Poté by došlo k odhroťování obrobku, kdy by byl nastaven posuv v ose Z dle požadavku na hloubku sražení hrany. Úhel sražení by bylo možné změnit volbou nástrojového držáku, případně změnou natočení břitové destičky u nastavitelného držáku.

Str. 59	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.3 VOLBA OPTIMÁLNÍ VARIANTY

Velkou výhodou první varianty je možnost použití běžného nástroje, jehož pořízení nebude tak nákladné jako pořízení speciálního zakázkového nástroje. S použitím běžného nástroje u první varianty se však pojí nutnost jej polohovat ve třech osách, což znatelně zkomplikuje a prodraží konstrukci stroje. S polohováním ve třech na sebe kolmých osách pak přichází větší nepřesnosti při polohování po kruhové trajektorii. Toto polohování však nabídne možnost obrábět i tyče s nekulovým průřezem, rychlejší a jednodušší možnost změny průměru tyče, která se provede jednoduchou změnou programu v řídicím systému.

Druhá varianta díky použití speciálního nástroje nepotřebuje polohování ve třech osách. Zároveň vzhledem k tomu, že sražení hran je docíleno pomocí operace velmi podobné soustružení, je kruhový tvar sražené části velmi přesný. Použitím výše uvedeného typu nástroje bude čas potřebný pro obrobení jedné tyče mnohem kratší, což je v hromadné výrobě, pro niž je stroj navrhován, velmi důležité. Při potřebě změnit úhel sražení není třeba měnit celý nástroj. Mezi nevýhody tohoto nástroje lze kromě ceny zařadit také to, že průměr tyče se nastavuje na nástroji manuálně.

Při volbě optimální varianty bylo zohledněno to, že se primárně mají odhroťovat tyče s kruhovým průřezem, a že se v drtivé většině firem obrábějí velké série tyčí o stejném průměru. Po zvážení všech kladů a záporů, které s sebou nesou jednotlivé varianty, byla zvolena druhá varianta.

5 VLASTNÍ KONSTRUKCE

5.1 VOLBA POHONU

5.1.1 VÝPOČET ZATÍŽENÍ MOTORU

Pro optimální volbu pohonu bylo nutné vypočítat výkon, krouticí moment a potřebné otáčky, které bude muset motor dodávat. Jelikož se tyto hodnoty lišily pro soustružení a pro frézování, bylo nutné při volbě motoru brát zřetel na obě operace. V kapitole 3.3.1 a 3.3.2. byly vypočteny potřebné momenty pro soustružení, respektive pro frézování. Vzhledem k velkým vypočteným momentům a relativně nízkým otáčkám, při nichž jsou momenty vyžadovány, je i z ekonomického hlediska vhodné použít převod mezi motorem a vřetenem. Z možných druhů převodů byl zvolen převod ozubeným řemenem s převodovým poměrem $pp=2,5$. Použitím převodového poměru se změnily hodnoty momentů a otáček na motoru, viz tabulka 8.

$$M_{KS100} := \frac{M_{ks100}}{pp} \quad M_{KS100} := \frac{503}{2,5} \quad M_{KS100} := 201,2 \text{ Nm} \quad (22)$$

$$n_{ps100} := n_{100} \cdot pp \quad n_{ps100} := 318,3 \cdot 2,5 \quad n_{ps100} := 796 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

Kde n_{ps100} jsou otáčky motoru [ot/min] a M_{KS100} jsou potřebné krouticí momenty motoru [Nm], pro soustružení daných průměrů, a pp je převodový poměr [-].

Tab. 8 Hodnoty krouticích momentů a otáček na motoru

Operace	Krouticí moment [Nm]	Otáčky [ot/min]
Soustružení D= 100 mm	201,2	796
Soustružení D= 20 mm	40,2	3979
Frézování D= 100 mm	141,4	816

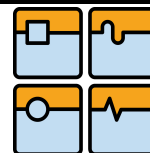
5.1.2 URČENÍ ZATĚŽOVACÍHO CYKLU

Před konečnou volbou motoru je nutné vzít v úvahu, jak bude zatěžovací cyklus vypadat, neboli jakou část z celkové doby jednoho cyklu bude probíhat soustružení, případně frézování a výměna tyčí. Pro znázornění tohoto cyklu je nutné vypočíst časy potřebné pro soustružení a frézování.

Výpočet pro frézování neboli zarovnání čela byl proveden pro nejnepríznivější variantu, čili pro tyč o průměru 100 mm.

$$t_{fr} := \frac{D}{v_f} \quad (23)$$

Kde t_{fr} je čas [s] potřebný pro zfrézování čela tyče o průměru D [mm], v_f je rychlost posuvu [mm/s].



$$v_f := f_o \cdot n_{fr} \quad (24)$$

$$f_o := z \cdot f_z \quad (25)$$

Kde f_o je posuv na otáčku [mm/ot], n_{fr} jsou otáčky frézy [ot/s], z je počet zubů frézy [-] a f_z je posuv na zub [mm/zub].

Dosazením všech parametrů do vzorců (24) a (25), přičemž průměr $D = 100$ mm a posuv na zub je pro tento průměr $f_z = 0,1$ mm/zub, získáme čas t_{fr100} , který zabere zfrézování čela tyče tohoto průměru.

$$t_{fr100} := \frac{D_{100}}{v_f} \quad t_{fr100} := \frac{100}{10.88} \quad t_{fr100} := 9.2 \text{ s}$$

Pro výpočet doby potřebné pro sražení hran soustružením byla, stejně jako v případě frézování, zvolena nejnejpříznivější varianta, čili největší velikost sražení hran pod úhlem $\alpha = 60^\circ$, při průměru tyče $D_{100} = 100$ mm. Do výpočtu (26) a (27) budou vstupovat parametry, odpovídající tomuto průměru, jako jsou otáčky $n_{s100} = 319$ ot/min = 5,3 ot/s a posuv na otáčku $f = 0,05$ mm/ot. Jako dráha, kterou musí nástroj urazit, je vzata výška průřezu celkově odebraného materiálu $v_{60} = 5,2$ mm, jež byla vypočtena v rámci kapitoly 3.3.1.

$$t_{sD} := \frac{v_\alpha}{v_{fsD} \cdot n_n} \quad (26)$$

$$v_{fsD} := f \cdot n_{sD} \quad (27)$$

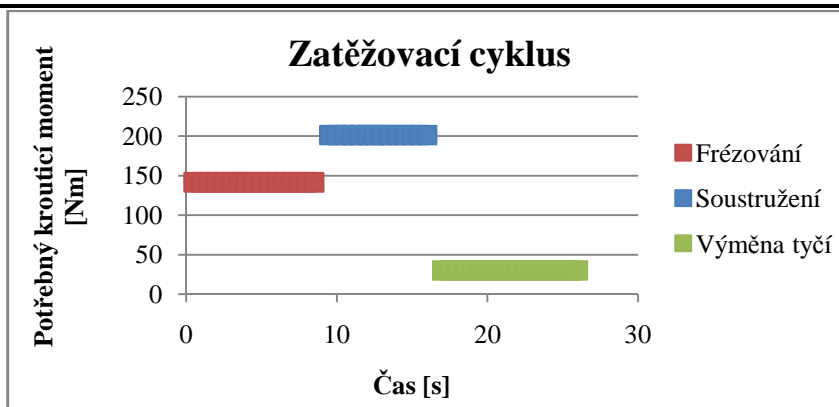
Kde t_{sD} je čas [s] potřebný pro odhrotování tyče o průměru D , v_α je výška průřezu celkově odebraného materiálu, v_{fsD} [mm/s] je posuvová rychlost pro soustružení daného průměru, n_n je počet současně zabírajících břitů nástroje [-], v tomto případě $n_n = 3$.

Vyčíslením vzorců (26) a (27) získáme čas potřebný pro maximální sražení hrany pod úhlem 60° u tyče o průměru 100 mm.

$$v_{fs100} := f \cdot n_{s100}$$

$$t_{s100} := \frac{v_{60}}{v_{fs100} \cdot n_n} \quad t_{s100} := \frac{5.2}{0.265 \cdot 3} \quad t_{s100} := 6.5 \text{ s}$$

Pro výměnu tyčí byla, kdy bude motor zatížen pouze pasivními odpory, byla zvolena hodnota potřebného krouticího momentu $M_v = 30$ Nm a čas výměny $t_v = 10$ s. Všechna potřebná data byla vložena do grafu č. 4.



Graf č. 4 Zatěžovací cyklus odhrotovacího stroje

5.1.3 VOLBA MOTORU

Při volbě optimálního motoru je primárně vycházeno ze zatěžovacího cyklu. Zároveň však byl brán jistý ohled i na to, že ostatní výrobci odhrotovacích strojů, používají jako hlavní pohony motory o jmenovitých výkonech okolo 15 kW. Jako dodavatel motorů byla zvolena firma Siemens. V jejich nabídce lze najít motorové řady 1PH7 a 1PH8 přímo určených pro použití, jako hlavní pohony obráběcích strojů, kdy 1PH8 je novější řada, nabízející oproti 1PH7 řadu výhod. [48]

Motory řady 1PH8 se vyrábějí nejen v asynchronní, ale i v synchronní verzi, v několika velikostech rotoru pro daný výkon. Tyto motory nabízejí krátké rozběhové časy a velmi přesné nastavování polohy, rychlosti, či krouticího momentu. Velkou výhodou těchto motorů je možnost poměrně velkého přetížení, které je možné ještě zvýšit volbou chlazení. [48]

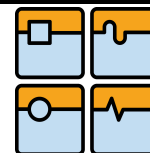
Volbu motoru lze provést z běžného katalogu výrobků, či pomocí k tomu určené aplikace SIZER. Pomocí i této aplikace byl z motorů o výkonu 15 kW zvolen motor 1PH8 133-1_F, s výškou hřídele 132 mm. Parametry tohoto motoru jsou shrnuty v tabulce od výrobce, viz tab. 9.



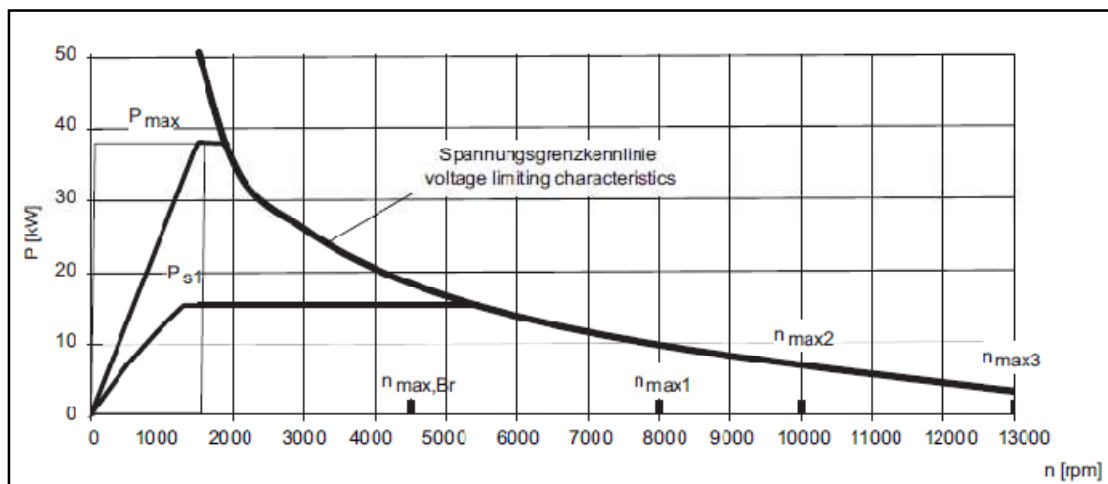
Obr. 56 Motor 1PH8 133-1_F [48]

Tab. 9 Parametry motoru 1PH8 133-1_F [48]

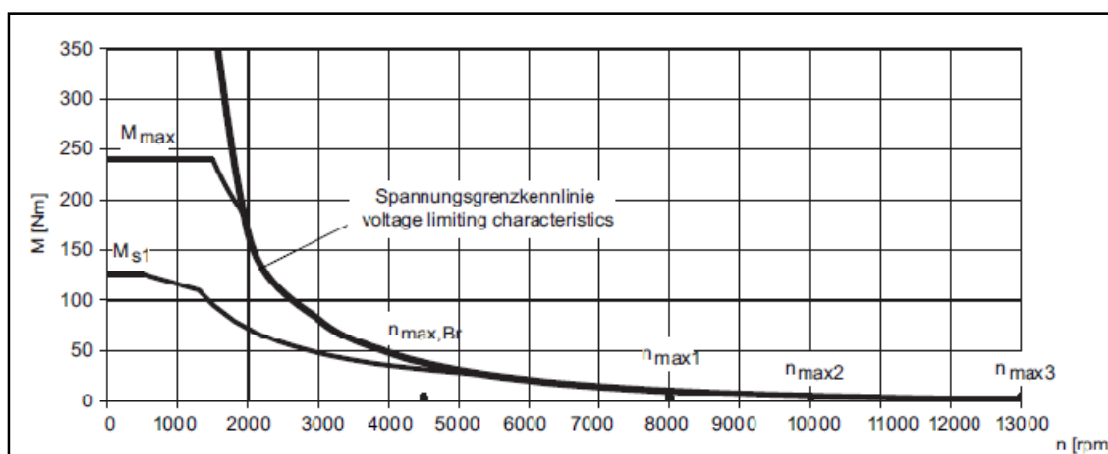
n_{rated} [rpm]	P_{rated} [kW]	M_{rated} [Nm]	I_{rated} [A]	n_{max1} [rpm]	n_{max2} [rpm]	n_{max3} [rpm]	$n_{max, Br}$ [rpm]	n_2 [rpm]	M_{max} [Nm]	I_{max} [A]	M_0 [Nm]	I_0 [A]
1500	15,0	96	34	8000	10000	13000	4500	5500	240	85	126	42



Závislost výkonu, respektive momentu na otáčkách znázorňují grafy č. 5, respektive č. 6. V těchto grafech jsou pomocí indexů P_{\max} , či M_{\max} označeny hodnoty výkonu, či momentu, po něž je možné motory přetěžovat.



Graf č. 5 Výkonová charakteristika motoru 1PH8 133-1_F [48]



Graf č. 6 Momentová charakteristika motoru 1PH8 133-1_F [48]

5.1.4 STATICKÁ KONTROLA MOTORU

Ačkoli je možné motory přetěžovat až do hodnoty M_{\max} , případně P_{\max} , je nutné brát v úvahu to, že motor potřebuje dostatek času, aby se stihl vychladit před dalším přetížením. Siemens pro motory této řady uvádí obecné pravidlo, že průměrné zatížení motoru, čili vážený součet jednotlivých časových zatížení, musí být v sumě pod charakteristikou S1. [48]

Kontrola na přetížení byla provedena tak, že výsledná hodnota vypočtená ze vzorce (28) byla porovnána s náležitou momentovou charakteristikou v programu SIZER.

$$M_{pD} := \frac{(M_{psD} \cdot t_{sD}) + (M_{pfD} \cdot t_{frD}) + (M_v \cdot t_v)}{t_{sD} + t_{frD} + t_v} \quad (28)$$

Kde M_{pD} je vážený součet jednotlivých časových momentových zatížení [Nm] pro tyč o průměru D , M_{psD} je zatížení motoru [Nm] od soustružení tyče o průměru D , t_{sD} je k tomu

potřebný čas [s]. M_{pfD} je zatížení motoru [Nm] od frézování čela tyče o průměru D , t_{frD} je čas k tomu potřebný [s]. M_v je zatížení motoru při běhu naprázdno [Nm], t_v je čas nutný pro výměnu tyče [s].

Dosazením parametrů pro průměr $D=100$ mm a vyčíslením vzorce (28) byla vypočtena hodnota, která byla následně porovnána s hodnotou $S1$ z grafu:

$$M_{p100} := \frac{(M_{ps100} \cdot t_{s100}) + (M_{pf100} \cdot t_{fr100}) + (M_v \cdot t_v)}{t_{s100} + t_{fr100} + t_v}$$

$$M_{p100} := \frac{(201.2 \cdot 6.5) + (141.4 \cdot 9.2) + (30 \cdot 10)}{6.5 + 9.2 + 10} \quad M_{p100} := 113.3 \text{ Nm}$$

Aby bylo možné použít zvolený motor, je třeba, aby hodnoty momentů M_{ps100} a M_{pf100} byly nižší nežli hodnota M_{max} z momentové charakteristiky, pro otáčky n_{ps100} , respektive n_{fr} . Zároveň však musí platit pravidlo pro přetížení, čili hodnota momentu M_{p100} musí být nižší než hodnota momentu M_{s1} z momentové charakteristiky, pro otáčky n_{ps100} .

$$M_{max} := 241.3 \text{ Nm} \quad M_{ps100} := 201.1 \text{ Nm} \quad M_{pf} := 141.4 \text{ Nm}$$

$$M_{max} > M_{ps100} > M_{pf}$$

$$M_{s1nps100} := 117.7 \text{ Nm} \quad M_{s1nfr} := 116.9 \text{ Nm} \quad M_{p100} := 113.3 \text{ Nm}$$

$$M_{s1nps100} > M_{s1nfr} > M_{p100}$$

Kde M_{max} je hodnota maximálního krouticího momentu motoru [Nm] pro dané otáčky, v tomto případě je hodnota stejná pro n_{fr} i n_{ps100} . $M_{s1nps100}$ je hodnota momentu $S1$ [Nm] pro otáčky n_{ps100} , M_{s1nfr} je hodnota momentu $S1$ [Nm] pro otáčky n_{fr} . M_{p100} je vážený součet jednotlivých časových zatížení [Nm] pro tyč o průměru $D=100$ mm.

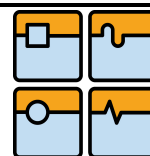
Jelikož jsou všechny podmínky splněny, zvolený motor je možné použít pro nejtěžší zatížení. Kontrola těchto podmínek pro ostatní průměry tyčí byla provedena obdobným způsobem na bázi výpočtů, jež jsou přiloženy v příloze práce.

5.1.5 DYNAMICKÁ KONTROLA MOTORU

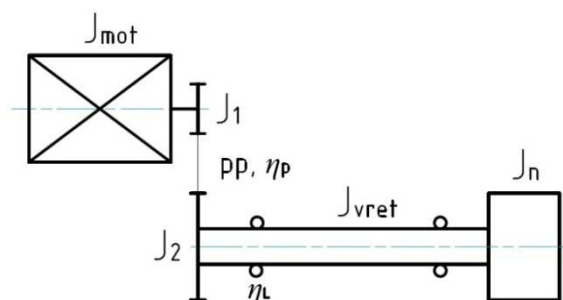
Dynamická kontrola pohonu vychází ze vzorce (29), a zjišťuje, jestli je motor schopen roztočit vřeteno z klidu do požadovaných otáček. Vypočtený moment se porovnává s rozběhovým momentem motoru. [49]

$$M_m := J_{rhm} \cdot \varepsilon_m \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (29)$$

Kde M_m je moment potřebný pro rozběh vřetene [Nm], J_{rhm} je moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], ε_m je úhlové zrychlení motoru [s^{-2}] a η_c je celková účinnost [-]. [49]



Jednotlivé součásti pohonu znázorňuje obr. 57.



Obr. 57 Kinematické schéma pohonu

$$J_{\text{rhm}} := J_{\text{mot}} + J_1 + \frac{J_2}{pp^2} + \frac{J_{\text{vret}}}{pp^2} + \frac{J_n}{pp^2} \quad (30)$$

$$J_{\text{rhm}} := 0.076 + 0.00386 + \frac{0.0895}{2.5^2} + \frac{0.0217}{2.5^2} + \frac{0.1577}{2.5^2} \quad J_{\text{rhm}} := 0.123 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde J_{mot} je moment setrvačnosti motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] (z katalogu), J_1 je moment setrvačnosti menší z řemenic [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] (z modelu), J_2 je moment setrvačnosti větší z řemenic [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] (z modelu), J_{vret} je moment setrvačnosti vřetene [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] (z modelu), J_n je moment setrvačnosti nástroje [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] (z modelu), pp je převodový poměr [-]. [49]

$$\varepsilon_m := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{20} \cdot pp}{t_r} \quad \varepsilon_m := \frac{2 \cdot \pi \cdot 26.5 \cdot 2.5}{1} \quad (31)$$

Kde n_{20} jsou otáčky vřetene [ot/s] při soustružení tyče o průměru 20 mm, což jsou největší otáčky, jakými se vřeteno při práci točí. t_r je doba, za kterou se musí vřeteno roztočit [s], byla zvolena hodnota $t_r = 1 \text{ s}$. [49]

$$\eta_c := \eta_L^5 \cdot \eta_p \quad \eta_c := 0.99^5 \cdot 0.99 \quad (32)$$

Kde η_L je účinnost ložisek [-], jež pro kuličková ložiska odpovídá hodnotě 0,99. Je umocněna na 5, protože vřeteno je uloženo v pěti ložiskách. η_p je účinnost převodu [-], pro převod ozubeným řemenem odpovídá hodnotě 0,99. [49]

Vypočtená hodnota momentu ze vzorce (29) byla porovnána s hodnotou rozběhového momentu, získanou z tab. 9.

$$M_m := 54.4 \text{ Nm}$$

$$M_0 := 126 \text{ Nm}$$

$$M_m < M_0$$

Kde M_0 je rozběhový moment motoru [Nm].

Vzhledem k tomu, že rozběhový moment motoru je mnohem větší než vypočtený potřebný moment, motor vyhovuje i po dynamické stránce. Je možné zkrátit dobu rozběhu.

5.2 NÁVRH VŘETENE

Při návrhu vřetene je nutné počítat se zatížením, které bude na vřeteno v průběhu pracovního cyklu působit. Další informace o tvaru a rozměrech vřetene poskytne volba ložisek a výpočet jejich optimální vzdálenosti. Předběžné navržení vřetene je nutné zkontrolovat pevnostním výpočtem. Při návrhu vřetene je zásadní volba jeho uložení, jež má výrazný vliv na výslednou přesnost obráběcího stroje. Tato volba je ovlivněna předpokládaným zatížením a frekvencí otáčení, jež je po vřetenu požadována. Uvedené zatížení je třeba přenést do vřeteníku, potažmo rámu stroje. Pro tento účel bylo nutné zvolit správná ložiska.

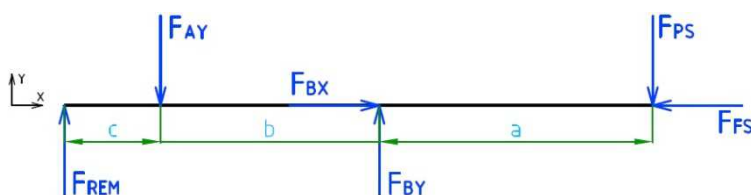
5.2.1 URČENÍ SILOVÉHO PŮSOBNÍ NA VŘETENO

Pro úplné určení silového působení na vřeteno, byly použity jednotlivé složky řezných sil, jež byly vypočteny v kapitolách 3.3.1 a 3.3.2. Jelikož vstupují do následujících výpočtů, byly shrnuty do tab. 10.

Tab. 10 Jednotlivé složky řezných sil působících na vřeteno

Složka	F_{REM}	F_{PS}	F_{FS}	F_{FF}	F_{af}	F_{CF}
Hodnota [N]	2200	4050	5028	4352	907	3627

Při soustružení na vřeteno bude působit posuvová síla, která vychází ze součtu posuvových sil od jednotlivých nožů. Hlavní řezná síla bude tvořit odpor vůči krouticímu momentu dodávanému motorem. Na obr. 58 je i pasivní složka řezné síly. V ideálním případě, kdy rotační osa nástroje bude shodná s rotační osou tyče, se právě tyto složky řezné síly od jednotlivých nožů vyruší. Pasivní složka byla při návrhu uvažována z toho důvodu, aby byl stroj dimenzovaný i pro případ, že by došlo k odchylce v polohování a výše uvedené rotační osy nebyly zcela shodné.



Obr. 58 Silové působení na vřeteno při soustružení

Kde F_{REM} je síla od předpětí ozubeného řemenu [N], F_{AY} je reakce na zadní ložisko [N], F_{BY} reakce na přední ložisko [N], F_{PS} je pasivní složka řezné síly [N], F_{FS} je posuvová složka řezné síly [N], a , b , c jsou vzdálenosti mezi reakcemi [N].

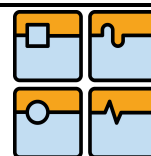
Výpočet reakcí v podporách A a B byl proveden na základě rovnosti sil.

$$F_x: F_{BX} = F_{FS}$$

$$F_y: F_{REM} + F_{BY} = F_{AY} + F_{PS}$$

$$M_{ZB}: F_{PS} \cdot a + F_{REM} (c+b) = F_{AY} \cdot b$$

$$F_{BY(b)} := \frac{F_{PS} \cdot (b + a) + F_{REM} \cdot c}{b} \quad (31)$$

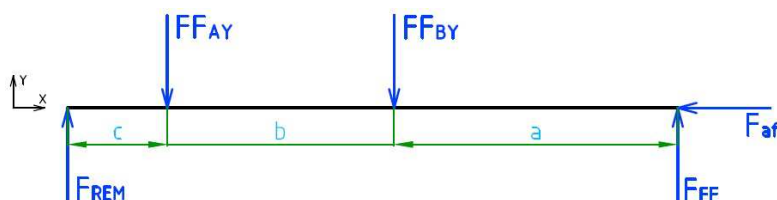


$$F_{AY}(b) := \frac{F_{PS} \cdot a + F_{REM} \cdot (b + c)}{b} \quad (32)$$

Kde $F_{BY}(b)$ je reakce na hlavním ložisku [N] a $F_{AY}(b)$ je reakce na zadním ložisku, v závislosti na vzdálenosti mezi ložisky b , čehož se využije u výpočtu optimální vzdálenosti b .

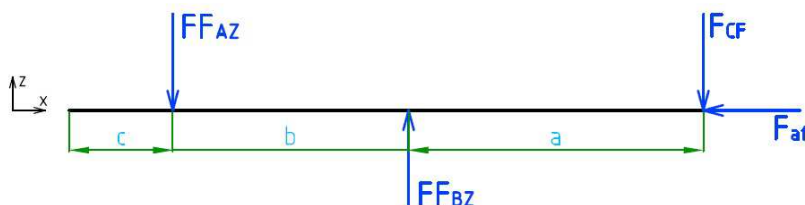
U frézování bude v rovině XY vřeteno zatíženo posuvovou a axiální složkou řezné síly viz obr. 59. V rovině XZ bude zatížení axiální složkou stejné, viz obr. 60, ale navíc zde bylo nutné uvažovat i působení hlavní složky řezné síly, protože ta nebude působit na celém obvodu nástroje, ale pouze na jeho části.

Při frézování bude na vřeteno působit zatížení ve dvou rovinách, a to v rovině XY a XZ.



Obr. 59 Silové působení na vřeteno při frézování v rovině XY

Kde FF_{AY} je reakce na zadní ložisko [N], FF_{BY} reakce na přední ložisko [N], F_{af} je axiální složka řezné síly [N], F_{FF} je posuvová složka řezné síly [N].



Obr. 60 Silové působení na vřeteno při frézování v rovině XZ

Kde FF_{AZ} je reakce na zadní ložisko [N], FF_{BZ} reakce na přední ložisko [N], F_{CF} je hlavní složka řezné síly [N].

Výpočet reakcí pro frézování bude pro obě roviny probíhat analogicky, jako u soustružení.

$$FF_{AY}(b) := \frac{F_{REM} \cdot (c + b) - F_{ff} \cdot a}{b} \quad (33)$$

$$FF_{BY}(b) := \frac{-F_{REM} \cdot c + F_{ff} \cdot (a + b)}{b} \quad (34)$$

$$FF_{AZ}(b) := \frac{F_{cf} \cdot a}{b} \quad (35)$$

$$FF_{BZ}(b) := \frac{F_{cf} \cdot (a + b)}{b} \quad (36)$$

5.2.2 VÝPOČET OPTIMÁLNÍ VZDÁLENOSTI LOŽISEK

Vzdálenost ložisek ovlivňuje jeden ze stěžejních parametrů vřeteníku a to deformace na předním konci vřetene. Tato celková deformace se skládá z deformace vřetene, deformace ložisek a deformace skříně. Deformaci skříně je však velmi obtížné analyticky spočítat, proto se používá zjednodušení, při kterém se uvažuje vliv pouze deformací ložisek a vřetene. Jelikož s rostoucí vzdáleností ložisek b klesá jejich deformace, avšak roste deformace vřetene, je nutné najít optimální vzdálenost, při které bude součet těchto dílčích deformací nejmenší. [2]

Vzhledem k tomu, že zatížení při jednotlivých operacích bude různé, je nutné provést výpočet pro obě operace. Bylo nutné na počátku výpočtu zvolit ložiska. Parametry těchto ložisek spolu s některými zvolenými rozměry vřetene jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11 Parametry vstupující do výpočtu optimální vzdálenosti ložisek

Vzdálenost mezi podporou B a koncem nástroje	$a = 300 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi podporou A a silou F_{REM}	$c = 100 \text{ mm}$
Průměr hřídele v místě A	$D_A = 80 \text{ mm}$
Průměr hřídele v místě B	$D_B = 90 \text{ mm}$
Modul pružnosti oceli	$E = 210000 \text{ MPa}$
Počet valivých elementů ložiska A	$z_a = 20$
Počet valivých elementů ložiska B	$z_b = 20$
Průměr valivých těles ložiska A	$D_{WA} = 14,288 \text{ mm}$
Průměr valivých těles ložiska B	$D_{WB} = 15,875 \text{ mm}$
Úhel styku ložisek	$\alpha = 15^\circ$
Počet valivých řad ložiska A	$i_A = 2$
Počet valivých řad ložiska B	$i_B = 3$

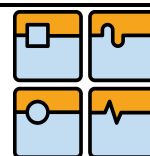
Celková deformace na předním konci vřetene byla vypočtena pomocí vzorce (38). Vzhledem k tomu, že se optimální vzdálenost ložisek b spočítá z derivace celkové deformace, bylo nutné všechny výpočty uvést, jako funkci vzdálenosti mezi ložisky b .

$$y_C(b) := y_V(b) + y_L(b) \quad (38)$$

Kde $y_C(b)$ je celková deformace pro danou operaci v ose Y [mm], vyjádřena jako funkce vzdálenosti mezi ložisky b , $y_V(b)$ je deformace vřetene [mm], $y_L(b)$ je deformace ložisek [mm]. [50]

$$y_L(b) := \frac{(y_A(b) + y_B(b)) \cdot (a + b)}{b} - y_A(b) \quad (39)$$

Kde $y_A(b)$ je deformace ložiska A [mm], $y_B(b)$ je deformace ložiska B [mm]. [50]



$$y_A(b) := \frac{44 \cdot 10^{-5}}{\cos(\alpha)} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_A(b)^2}{D_{WA}}} \quad (40)$$

Kde $Q_A(b)$ je síla na valivý element ložiska A [N]. [50]

$$Q_A(b) := \frac{5 \cdot F(b)}{i_A \cdot z_A \cdot \cos(\alpha)} \quad (41)$$

Kde $F(b)$ je reakce při dané operaci v ložisku A [N]. [50]

Deformace ložiska B a síla na jeho valivý element pro danou operaci se vypočítá analogicky.

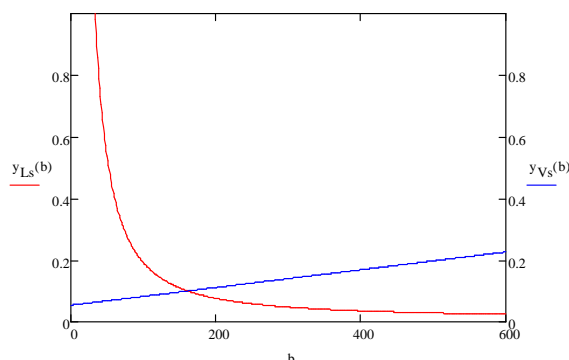
$$y_V(b) := \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{b}{J_A} + \frac{a}{J_B} \right) \quad (42)$$

Kde F je síla zatěžující vřeteno při dané operaci [N], J_A je kvadratický moment průřezu v místě ložiska A [mm^4], J_B je kvadratický moment průřezu v místě ložiska B [mm^4]. [50]

$$J := \frac{\pi}{64} \cdot (D^4) \quad (43)$$

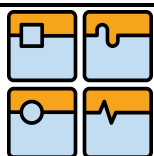
Kde J je kvadratický moment průřezu [mm^4] o průměru D [mm].

Celková deformace, jako funkce vzdálenosti mezi ložisky b , pro soustružení byla vypočtena dosazením parametrů z tab. 11, sil působících na vřeteno z tab. 10 a reakcí vypočtených ze vzorců (31) a (32), do výše uvedených vzorců (38 – 43). Za b byly dosazeny hodnoty od 0 do 600 mm, čímž byly získány hodnoty deformací v mm, jejichž závislost na vzdálenosti b lze graficky znázornit, viz graf č. 7.

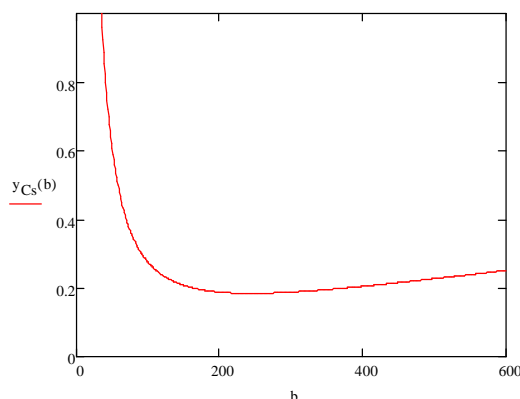


Graf č. 7 Závislosti deformace ložisek y_{Ls} a vřetene y_{Vs} na b

Závislost deformace ložisek na jejich vzdálenosti je znázorněna červenou křivkou, a její klesající tendence potvrzuje úvodní tvrzení, že s rostoucí vzdáleností ložisek klesá jejich deformace. Oproti tomu lineární rostoucí tendenci má deformace vřetene. Součtem těchto závislostí získáme závislost celkové deformace na vzdálenosti ložisek, která je graficky znázorněna v grafu č. 8.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Graf č.8 Závislost celkové deformace předního konce vřetene na b

Optimální vzdálenost ložisek odpovídá hodnotě, při níž je celková deformace nejmenší. Tuto hodnotu lze zjistit derivací celkové deformace, vyjádřené jako funkce b . Kompletní výpočet byl proveden v programu MathCad a je obsažen v příloze práce.

$$b := 1$$

Given

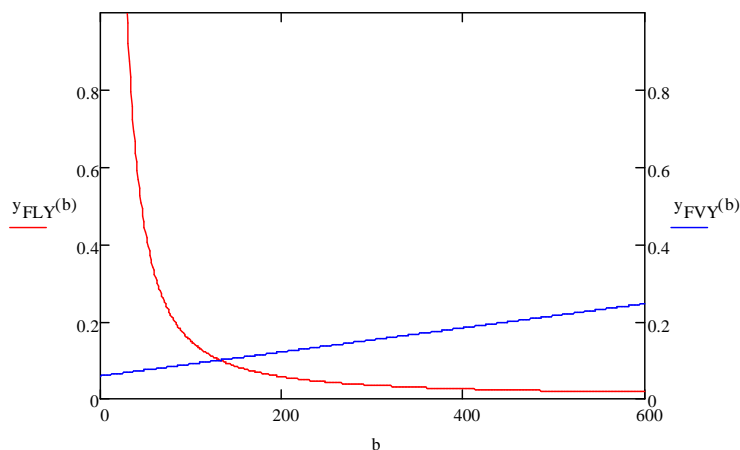
$$\frac{d}{db} y_{Cs}(b) = 0$$

$$B_s := \text{Find}(b)$$

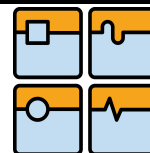
$$B_s = 243.435 \text{ mm}$$

Kde B_s je optimální vzdálenost ložisek v závislosti na velikosti deformace od soustružení.

Při frézování působí zatížení v rovinách XY a XZ, proto bylo třeba provést výpočty deformací pro obě roviny. Celkovou deformaci, jako funkci vzdálenosti mezi ložisky b , pro frézování v rovině XY vypočítáme dosazením potřebných parametrů stejně jako pro soustružení, avšak reakce v podporách budou vycházet ze vzorců (33) a (34). Dosazení hodnot 0 až 600 mm za b , byly získány hodnoty deformací v mm, jejichž závislost na vzdálenosti b lze graficky znázornit, viz graf č. 9.



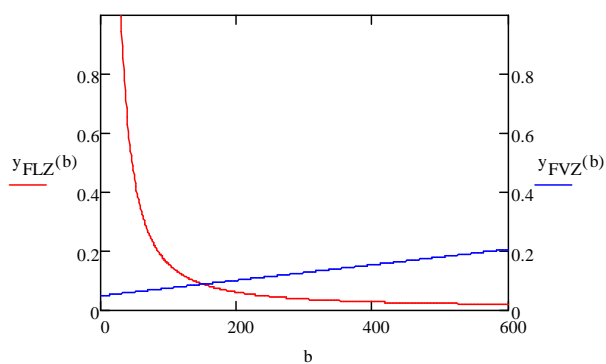
Graf č. 9 Závislosti deformace ložisek y_{FLY} a vřetene y_{FVY} na b



Kde $y_{FLX}(b)$ je deformace ložisek od frézování v rovině XY [mm], $y_{FVY}(b)$ je deformace vřetene od frézování v rovině XY [mm].

Modře znázorněná lineární závislost na vzdálenosti ložisek b je deformace vřetene, červená křivka reprezentuje závislost deformace ložisek. Z grafu je patrné, že závislosti vyšly velmi obdobně, jako pro soustružení.

Pro deformace od frézování v rovině XZ je nutné pro výpočty (38 – 43) použít krom potřebných parametrů i reakce, které v tomto případě vycházející ze vzorců (35) a (36). Závislost dílčích deformací na b , jež nabývá hodnot od 0 do 600 mm, jsou znázorněny v grafu č. 10.



Graf č.10 Závislosti deformace ložisek y_{FLZ} a vřetene y_{FVZ} na b

Kde $y_{FLZ}(b)$ je deformace ložisek od frézování v rovině XZ [mm], $y_{FVZ}(b)$ je deformace vřetene od frézování v rovině XZ [mm].

Barevné rozlišení závislostí v grafu č. 10 je shodné s předchozím grafem. Průběhy závislostí deformací jsou opět podobné závislostem od soustružení, viz graf č. 7.

Celková deformace na předním konci vřetene pro frézování byla vypočtena na základě Pythagorovy věty, viz vzorec (44).

$$w(b) := \left[\left(\frac{d}{db} Z(b) \right)^2 + \left(\frac{d}{db} Y(b) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (44)$$

Kde $w(b)$ je celková deformace na předním konci vřetene od frézování vyjádřena jako funkce b [mm], $Z(b)$ je celková deformace v rovině XZ [mm], $Y(b)$ je celková deformace v rovině XY [mm].

$b := 1$

Given

$$\frac{d}{db} w(b) = 0$$

$B_f := \text{Find}(b)$

$$B_f = 222.112 \text{ mm}$$

Kde B_f je optimální vzdálenost ložisek v závislosti na velikosti deformace od frézování.

$$B_{pr} := \frac{(B_s + B_f)}{2} \quad (45)$$

$$B_{pr} := \frac{(243.44 + 222.11)}{2} \quad B_{pr} = 232.774 \text{ mm}$$

Kde B_{pr} je průměr z obou optimálních vzdáleností.

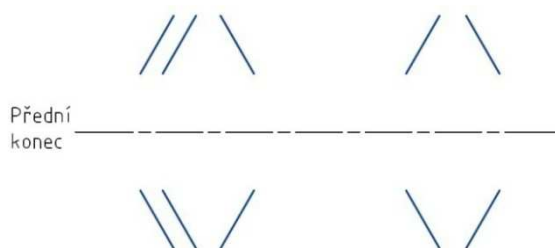
Pro návrh vřetene byla použita zaokrouhlená hodnota průměru obou optimálních vzdáleností ložisek $b = 233 \text{ mm}$.

5.2.3 VOLBA LOŽISEK

Pro uložení vřetene byla zvolena vřetenová ložiska, jež se vyznačují vyšší přesností v porovnání s běžnými řadami. Z této podskupiny ložisek je možné volit mezi kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem a válečkovými ložisky. I mezi vřetenovými ložisky lze volit z několika řad, které se liší například přesností, únosností nebo dovolenou frekvencí otáček. S maximální únosností a frekvencí otáčení souvisí také velikost valivých elementů, kdy v případě potřeby menší únosnosti, mohou zvolit ložisko s menšími elementy, čili i menším požadavkem na zástavbový prostor. Díky menším obíhajícím elementům se zase zlepší dynamika ložiska.

Při volbě ložiska byly porovnávány produkty výrobců SKF a INA/FAG, z čehož vyšlo, že, co se týče vlastností, shodné výrobky cenově vycházejí příznivěji u INY. Byla zvolena ložiska s kosoúhlým stykem schopná přenášet i kombinované zatížení. Konkrétně se jedná o ložiska B7018 pro hlavní a B7016 pro zadní ložiska.

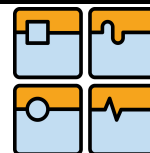
Uspořádáním kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem je možné ovlivnit některé jejich vlastnosti. Pro vřeteno odhrotovacího stroje bylo zvoleno uspořádání ložisek, které obsahuje 5 kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem, a které se používá pro soustruhy, frézky a obráběcí centra. Uvedené uspořádání je znázorněno na obr. 61. [2]



Obr. 61 Zvolené uspořádání ložisek

5.2.4 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK

Výpočet trvanlivosti ložisek je dán mezinárodní normou ISO 281/1. Obvykle se počítá hodinová trvanlivost při dané rychlosti otáčení, avšak existují i výpočty trvanlivosti, ze kterých se určí, kolik otáček je ložisko schopné vykonat. Vzhledem k tomu, že výrobci ložisek mnohdy doporučují svoje výpočty trvanlivosti, byly provedeny dva výpočty. První



byl proveden na základě skript a druhý pomocí online kalkulátoru na stránkách INA/FAG. [3, 51]

První výpočet hodinové trvanlivosti vychází ze vzorce (46).

$$L_{h10} := \left(\frac{C_d}{P} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_s} \quad (46)$$

Kde L_{h10} je hodinová trvanlivost ložiska [h], C_d je dynamická únosnost ložiska [N], P je ekvivalentní dynamické zatížení [N], mocnitél p je koeficient zohledňující typ ložisek, pro kuličková ložiska se $p=3$, n_s je střední frekvence otáčení ložiska [min^{-1}]. [3]

V závislosti na tom, že v kapitolách 3.3.1 a 3.3.2 bylo vypočteno různé zatížení pro soustružení a frézování, bude nutné výpočet hodinové trvanlivost a k tomu potřebné výpočty provést zvlášť pro soustružení a pro frézování.

Nejprve však bylo pro výpočet ekvivalentního zatížení nutné určit poměr axiálního a radiálního zatížení ložiska. Na základě tohoto poměru bylo určeno, zda se při výpočtu tohoto zatížení bude používat pouze radiální složka, nebo zdali se budou uvažovat obě složky. Vzhledem k tomu, že zadní ložiska nebudou axiálně zajištěna, tudíž na ně nebude působit žádné axiální zatížení, výše uvedené poměry se vypočítají pouze pro přední ložiska. Při výpočtu ekvivalentního dynamického zatížení budou pro jednotlivé operace použity reakce v podporách A, B. Jelikož jsou vzorce pro výpočet reakcí ve tvaru funkcí vzdálenosti mezi ložisky b , pro výpočet potřebné hodnoty bude za b dosazena zvolená optimální vzdálenost $b=233$ mm.

$$K_s := \frac{F_{PS}}{F_{BY(233)}} = 0.5 \quad K_f := \frac{F_{af}}{F_{RFB}} = 0.082$$

Kde K_s je poměr axiálního vůči radiálnímu zatížení ložiska pro soustružení [-], K_f pro frézování [-], F_{PS} je pasivní složka řezné síly [N] pro soustružení působící v axiálním směru, $F_{BY(233)}$ je reakce v podpoře B [N] pro soustružení s dosazenou vzdáleností mezi ložisky, F_{af} je axiální složka řezné síly [N] pro frézování, F_{RFB} je vektorový součet radiálního zatížení [N] pro frézování v podpoře B.

$$F_{RFB} := \sqrt{(FF_{BY(233)})^2 + (FF_{BZ(233)})^2} \quad (47)$$

Kde $FF_{BY(233)}$ je reakce v podpoře B [N] pro frézování při optimální vzdálenosti ložisek v rovině XY, $FF_{BZ(233)}$ je reakce [N] v rovině XZ. Analogicky byl proveden výpočet pro podporu A, a je přiložen do přílohy práce.

Z katalogu INA/FAG bylo zjištěno, že pokud je výše zmíněný poměr menší nebo roven hodnotě 1,09, pak je pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a úhlem styku 15° možné ekvivalentní dynamické zatížení počítat pouze pro radiální složku zatížení od dané operace. [51]

V tomto případě jsou oba poměry K_s i K_f menší než 1,09, hodnoty ekvivalentního zatížení tudíž jsou:

$$P_{SA} := F_{AY(233)} = 8.359 \times 10^3 \text{ N} \quad P_{SB} := F_{BY(233)} = 1.021 \times 10^4 \text{ N}$$

$$P_{FA} := F_{RFA} = 5.203 \times 10^3 \text{ N} \quad P_{FB} := F_{RFB} = 1.244 \times 10^4 \text{ N}$$

Kde P_{SA} , P_{SB} jsou ekvivalentní dynamická zatížení od soustružení v podporách A, B. P_{FA} , P_{FB} jsou ekvivalentní dynamická zatížení od frézování v podporách A, B.

Střední otáčky, při kterých bude vřeteno zatěžováno, budou při frézování stejné jako otáčky n_{fr} . Pro soustružení, při kterém otáčky mění s průměrem tyče, jsou střední otáčky vypočteny jako průměrná hodnota z maximálních a minimálních otáček.

$$n_{fs} := n_{fr} = 326.5 \text{ min}^{-1} \quad n_{ss} := \frac{(n_{s20} + n_{s100})}{2}$$

$$n_{ss} := \frac{(1910 + 382)}{2} \quad n_{ss} := 1146 \text{ min}^{-1}$$

Kde n_{fs} jsou střední otáčky pro frézování [min^{-1}], n_{ss} jsou střední otáčky pro soustružení [min^{-1}], n_{s20} , n_{s100} jsou otáčky pro soustružení tyčí o průměru 20 mm, 100 mm [min^{-1}].

Dynamická tuhost zvolených ložisek byla vzata z katalogu výrobce, kdy tuhost ložiska B7018 je $C_{7018} = 78000 \text{ N}$ a ložiska B7016 je $C_{7016} = 64000 \text{ N}$. Aby byl ve výpočtu hodinové trvanlivosti zahrnut i počet ložisek, celková tuhost daného ložiska se vypočítá na základě vzorce (48).

$$C_{dz} := i^{0.7} \cdot C_d \quad (48)$$

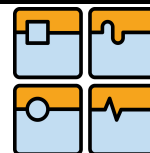
Kde C_{dz} je celková tuhost uložení [N], i je počet ložisek v uložení [-], C_d je dynamická tuhost jednoho ložiska [N]. [3]

$$C_B := i_B^{0.7} \cdot C_{7018} \quad C_B := 3^{0.7} \cdot 78000 \quad C_B := 168300 \text{ N}$$

$$C_A := i_A^{0.7} \cdot C_{7016} \quad C_A := 2^{0.7} \cdot 64000 \quad C_A := 104000 \text{ N}$$

Kde C_A , C_B jsou celkové tuhosti uložení v podporách A, B, i_B je počet ložisek v uložení v podpoře B, $i_B = 3$, i_A je počet ložisek v uložení v podpoře A, $i_A = 2$.

$$L_{SBh10} := \left(\frac{C_B}{P_{SB}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{ss}} \quad L_{SBh10} := \left(\frac{168300}{10210} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1146} \quad L_{SBh10} := 65140 \text{ h}$$



$$L_{SAh10} := \left(\frac{C_A}{P_{SA}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{ss}} \quad L_{SAh10} := \left(\frac{104000}{8359} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1146} \quad L_{SAh10} := 28010 \text{ h}$$







$$L_{FBh10} := \left(\frac{C_B}{P_{FB}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{fs}} \quad L_{FBh10} := \left(\frac{168300}{12440} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 326.5} \quad L_{FBh10} := 126400 \text{ h}$$

$$L_{FAh10} := \left(\frac{C_A}{P_{FA}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{fs}} \quad L_{FAh10} := \left(\frac{104000}{5390} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 326.5} \quad L_{FAh10} := 366700 \text{ h}$$

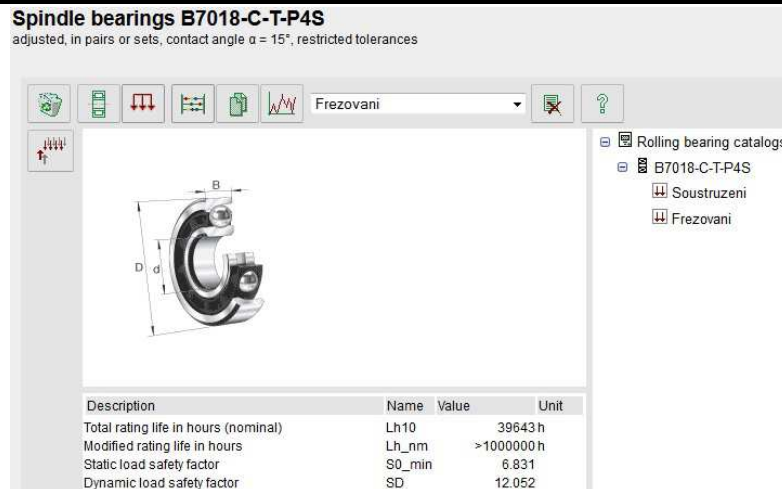
Kde L_{SBh10} , L_{SAh10} jsou hodinové trvanlivosti ložisek v podporách B, A pro soustružení [h], L_{FBh10} , L_{FAh10} jsou hodinové trvanlivosti ložisek v podporách B, A pro frézování [h].

Druhý výpočet byl proveden s pomocí online kalkulátoru, který je uživatelům k dispozici na stránkách výrobce INA/FAG. Tento kalkulátor však umí počítat trvanlivosti pouze pro jedno ložisko, čemuž je nutné upravit i vstupní parametry zatížení. Výhoda spočívá v možnosti nastavení doby, kterou ložisko pracuje při jednotlivých zatíženích. V tomto případě bylo nastaveno, že 50 % doby bude stroj soustružit a zbylých 50 % bude frézovat. Zatížení, které se vkládalo do kalkulátoru, bylo upraveno, dle tabulky z katalogu výrobce. Tabulka určuje, jakou část celkového axiálního, případně radiálního zatížení nese nejzatíženější ložisko, v závislosti na uspořádání, viz tab. 12.

Tab. 12 Rozložení zatížení [51]

Arrangement	Proportion of load on most heavily loaded bearing	
	F_a %	F_r %
	100	60
	100	60
	50	60
	50	60
	33	60
	33	60

Z tabulky 12 vyplývá, že při použití třech hlavních ložisek a dvou zadních bude nejzatíženější ložisko zatěžováno 33% celkového axiálního a 60% celkového radiálního zatížení. Po zadání patřičných parametrů byl proveden výpočet pro hlavní ložisko.



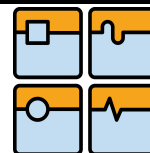
Obr. 62 Výpočet trvanlivosti pomocí kalkulátoru [62]

Hodinová trvanlivost pro hlavní ložisko vyšla $L_{hB10} = 39643$ h. Analogicky byl proveden výpočet pro zadní ložisko, jeho hodinová trvanlivost $L_{hA10} = 56569$ h.

Výsledné hodnoty hodinových trvanlivostí byly vyhodnoceny na základě tabulky 13, uvedené v katalogu výrobce ložisek SKF. Z tabulky bylo vyčteno, že rozmezí, ve kterém se nachází nejnižší vypočtená hodnota hodinové trvanlivosti, což je hodnota vypočtená pro zadní ložiska při soustružení, je určeno pro obráběcí stroje, stroje pro všeobecné strojírenství pracující v osmihodinovém denním provozu. Ostatní vypočtené hodnoty jsou výrazně vyšší, některé i několikanásobně. Výpočty trvanlivosti zahrnovaly buď jednotlivé operace, případně jejich součet, avšak neobsahovaly část pracovního cyklu odhroťovacího stroje, při kterém nebude vřetenem zatíženo obráběním. Pokud by se do výpočtu zahrnula i tato část pracovního cyklu, hodinová trvanlivost ložisek by ještě vzrostla. Na základě těchto výsledků byl učiněn závěr, že dimenzování ložisek ve vřetenu je dostatečné.

Tab. 13 Orientační hodnoty trvanlivosti [52]

Orientační hodnoty trvanlivosti pro různé typy strojů	
Typ stroje	Doporučená trvanlivost Provozní hodiny
Zařízení pro domácnost, zemědělské stroje, přístroje, technická zařízení pro lékařské účely	3 000 ... 3 000
Stroje pro krátkodobý nebo přerušovaný provoz: elektrické ruční nářadí, dílenské kladkostroje, stavební stroje a zařízení	3 000 ... 8 000
Stroje s vysokou provozní spolehlivostí pro krátkodobý nebo přerušovaný provoz: výtahy, jeřáby pro balené zboží nebo svázané sudy, atd.	8 000 ... 12 000
Stroje pro osmihodinový denní provoz, které však nejsou vždy plně využívány: ozubené převody pro všeobecné použití, elektromotory pro průmyslové použití, drtiče	10 000 ... 25 000
Stroje pro osmihodinový denní provoz, které jsou plně využívány: obráběcí stroje, dřevobráběcí stroje, stroje pro všeobecné strojírenství, jeřáby pro sypké materiály, ventilátory, pásové dopravníky, polygrafická zařízení, separátory a odstředivky	20 000 ... 30 000
Stroje pro nepřetržitý provoz: převodovky válcovacích stolic, středně velké elektromotory, kompresory, důlní výtahy, čerpadla, textilní stroje	40 000 ... 50 000
Vybavení větrných elektráren – hlavní hřídel, otoč, převodovka, ložiska generátoru	30 000 ... 100 000
Vodárenské stroje, rotační pece, slaňovací stroje, převodová ústrojí zaoceánských lodí	60 000 ... 100 000
Velké elektromotory, elektrárnská zařízení, důlní čerpadla, důlní ventilátory, ložiska hlavních hřídelí zaoceánských lodí	> 100 000



5.2.5 VLASTNÍ NÁVRH VŘETENE

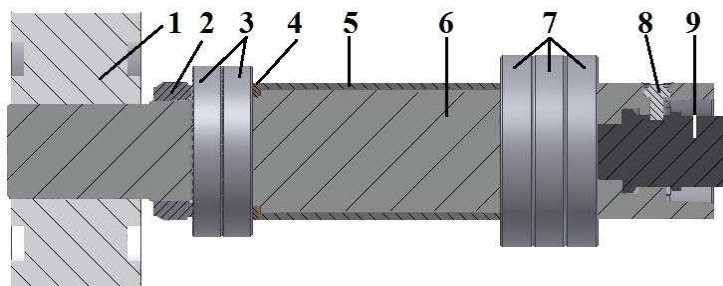
Samotný návrh vřetene se odvíjí od součástí, které budou na vřeteno navázány. Mezi tyto komponenty patří řemenice, jež bude součástí řemenového pohonu, vřetenová ložiska a prostředky k jejich předepnutí. V neposlední řadě to bude nástroj a upínací systém.

U řemenového převodu je nutné zajistit, aby čela řemenic ležela v jedné rovině. Z toho důvodu je výhodné použít řemenici v kombinaci se svěrným pouzdem. Mezi velké přednosti svěrných pouzder patří to, že přenášený krouticí moment je natolik velký, že ve většině aplikací není třeba zajišťovat pouzdro proti pootočení perem. Tím pádem nedojde ke snížení funkčního průřezu hřídele drážkou pro pero. Poměrně rozšířená jsou svěrná pouzdra RCK, která se vyrábí v typových a rozměrových řadách. Tím, že výrobci vyrábějí řemenice v normovaných tvarových typech, je pro řemenici potřebných rozměrů určený typ, jež výrazně redukuje počet použitelných pouzder. Vzhledem k tomu, že by jejich aplikace vyžadovala podstatné zmenšení průměru hřídele v místě řemenice, není jejich použití vhodné. Jiným typem svěrných pouzder jsou tzv. Taper pouzdra, která přímo výrobci dodávají společně s upravenými řemenicemi. Po zvážení všech předností a nedostatků byla zvolena řemenice s taper pouzdem (obr. 63, pozice 1).

Z dalších aspektů a součástí, jež ovlivňovaly návrh vřetene, byla ložiska a způsob jejich předepnutí. Pro tento případ byla použita varianta, kdy jsou vnitřní kroužky obou sad ložisek předepnuty jednou KMT maticí (obr. 63, pozice 2). Aby mohla být tato varianta předepnutí použita, je nutné, aby předepínací síly doporučené výrobcem byly na obou ložiskách podobné velikosti. Síla předpětí je pak přenášena přes vymezovací trubku (obr. 63, pozice 5) a kvůli rozdílům v průměrech vnitřních kroužků ložisek, přes distanční podložky (obr. 63, pozice 4).

V neposlední řadě byl návrh vřetene ovlivněn typem kuželové stopky a upínacím systémem nástroje. Na základě požadavků zadání byl použit manuální princip upínání nástroje. Při porovnání systémů od firmy Gühring a od firmy Röhm, byla zvolena varianta od firmy Röhm. Velkou výhodou tohoto systému je to, že ke své činnosti nepotřebuje přívod médií, tudíž upnutí i uvolnění nástroje probíhá manuálně bez potřeby zdroje tažných, či tlačných sil. Z toho důvodu není vyžadováno duté vřeteno, čímž nedojde ke snížení tuhosti vřetene. Mezi nevýhody lze zařadit nutnost vysazení vřetene z vřeteníku, kvůli přístupu k ovládacímu šroubu upínacího mechanismu (obr. 63, pozice 8). Co se týče kuželové stopky, v závislosti na manuálním upínacím systému bylo nutné použít stopku HSK-C, konkrétně rozměr 100, protože manuální upínací systémy pro stopky ISO SK nejsou na trhu k dostání.

S uvažováním všech výše uvedených rozměrových omezení bylo navrženo vřeteno odhrotovacího stroje. Na obr. 63 je znázorněn jeho model v programu Autodesk Inventor. Jako materiál pro výrobu vřetene byla zvolena ocel 12060, která se pro tento účel nejčastěji používá.



Obr. 63 Průřez vřetene osazeného komponenty

Kde 1 - velká řemenice, 2 - pojistná matice KMT 15, 3 - zadní ložiska B7016, 4 - distanční kroužek, 5 - trubka pro převod předepínací síly, 6 - hřídel vřetene, 7 - hlavní ložiska B7018, 8 - ovládací šroub upínacího mechanismu, 9 - upínací mechanismus.

5.2.6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET VŘETENE

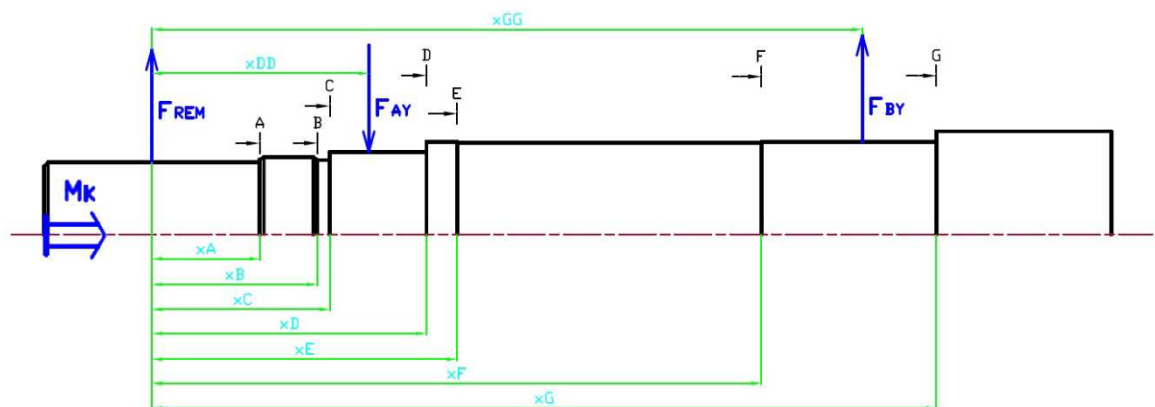
U navrženého vřetene bylo nutné výpočtem zkontrolovat, zdali působením zatížení nedojde k plastické deformaci vřetene, což by vedlo k nenávratnému poškození. Výpočet byl opět proveden zvlášť pro obě operace. Do výpočtu mimo jiné vstupují mechanické hodnoty pro ocel 12060, jež byly vzaty ze strojírenských tabulek a shrnuty do tab. 14.

Tab. 14 Mechanické vlastnosti [53]

Mechanické vlastnosti oceli 12060	
Mez pevnosti R_m	600 MPa
Mez kluzu R_e	345 MPa
Mez únavy v ohybu σ_{oc}	215 MPa
Mez únavy v krutu τ_{kc}	150 MPa
Dovolené napětí pro krut při míjivém zatěžování τ_{kdov}	70 MPa
Dovolené napětí pro ohyb při střídavém zatěžování σ_{odov}	85 MPa

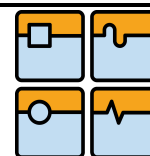
Kde v hodnotách pro dovolená napětí je již započítaný koeficient bezpečnosti $K_k = 2$. [53]

Působící zatížení, spolu s nebezpečnými místy na hřídeli, pro které se bude výpočet provádět, jsou znázorněny na obr. 64.



Obr. 64 Znázornění působení sil na vřeteno při soustružení a nebezpečných míst

Hodnoty jednotlivých působících sil byly shrnuty do tabulky 15.



Tab. 15 Zatížení vřetene při soustružení

Zatížení při soustružení	
Síla od napnutí ozubeného řemene F_{REM}	2200 N
Reakce na zadní ložisko F_{AY}	8360 N
Reakce na hlavní ložisko F_{BY}	10210 N
Krouticí moment M_k	503000 Nmm

U vřetena se kontrolovaly velikosti napětí při krutu, ohybu a smyku při zatížení od jednotlivých operací v nebezpečných místech.

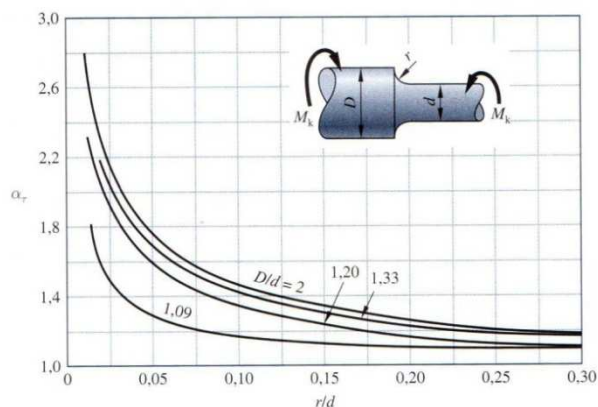
Hodnota maximálního napětí v krutu byla porovnána s tabulkovou hodnotou dovoleného napětí pro krut, při míjivém způsobu zatěžování. V uvedené hodnotě v tabulce 13 vzaté ze strojírenských tabulek je již započítaný koeficient bezpečnosti $K_k = 2$. Vlastní koeficient bezpečnosti získáme výpočtem (49).

$$K_{kA} := \frac{\tau_{kdov}}{\tau_{kmaxA}} \quad (49)$$

Kde τ_{kdov} je dovolená hodnota napětí v krutu pro daný materiál při míjivém způsobu zatěžování [MPa], τ_{kmaxA} je maximální vypočtené napětí v krutu v řezu A [MPa], K_{kA} je koeficient bezpečnosti pro krut v řezu A [-].[53]

$$\tau_{kmaxA} := \tau_{kA} \cdot \alpha_{kA} \quad (50)$$

Kde τ_{kA} je hodnota napětí v krutu v řezu A [MPa], α_{kA} je tvarový součinitel vrubu při zatěžování krutem v řezu A [-], určený na základě diagramu, znázorněného na obrázku 65. V případě metrického závitu je hodnota součinitele vrubu vzata ze strojnických tabulek. [53]



Obr. 65 Tvarové součinitele pro namáhání krutem [54]

$$\tau_{kA} := \frac{M_k}{W_{kA}} \quad (51)$$

Kde M_k je krouticí moment [Nmm] a W_{kA} je průřezový modul v krutu pro řez A [mm³]. [53]

$$W_{kA} := \frac{\pi \cdot d_A^3}{16} \quad (52)$$

Kde d_A je průměr hřídele v řezu A [mm].

Dosazením parametrů do vzorců (49), (50), (51) a (52) byl vypočten koeficient bezpečnosti pro krut v řezu A.

$$W_{kA} := \frac{\pi \cdot d_A^3}{16} \quad W_{kA} := \frac{\pi \cdot 70^3}{16} \quad W_{kA} := 67350 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{kA} := \frac{M_k}{W_{kA}} \quad \tau_{kA} := \frac{503000}{67350} \quad \tau_{kA} := 7.47 \text{ MPa}$$

$$\tau_{kmaxA} := \tau_{kA} \cdot \alpha_{kA} \quad \tau_{kmaxA} := 7.468 \cdot 1.9 \quad \tau_{kmaxA} := 14.19 \text{ MPa}$$

$$K_{kA} := \frac{\tau_{kdov}}{\tau_{kmaxA}} \quad K_{kA} := \frac{70}{14.197} \quad K_{kA} := 4.9$$

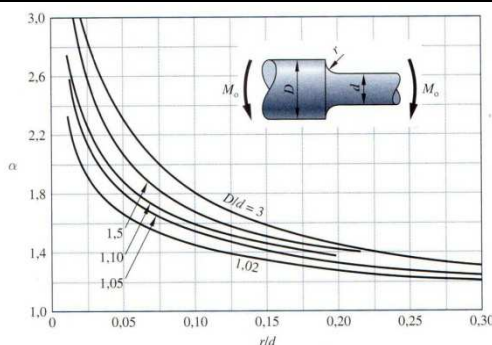
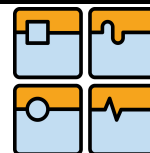
Kontrola maximálního napětí v ohybu se vypočítá velmi podobně jako v případě napětí v krutu. V hodnotě dovoleného napětí v ohybu, vzaté ze strojnických tabulek, je opět započten koeficient bezpečnosti $K_k = 2$.

$$K_{oA} := \frac{\sigma_{odov}}{\sigma_{omaxA}} \quad (53)$$

Kde K_{oA} je koeficient bezpečnosti [-], σ_{odov} je dovolené napětí v ohybu pro daný materiál [MPa], při střídavém způsobu namáhání. σ_{omaxA} je maximální vypočtená hodnota napětí v ohybu pro řez A [MPa].

$$\sigma_{omaxA} := \alpha_{oA} \cdot \sigma_{oA} \quad (54)$$

Kde σ_{oA} je hodnota napětí v ohybu pro v řezu A [MPa], α_{oA} je tvarový součinitel vrubu při zatěžování ohybem v řezu A [-], určený na základě diagramu, znázorněného na obrázku 66. V případě metrického závitu je hodnota součinitele vrubu vzata ze strojnických tabulek. [53]



Obr. 66 Tvarové součinitele pro namáhání ohybem [54]

$$\sigma_{oA} := \frac{M_{oA}}{W_{oA}} \quad (55)$$

Kde M_{oA} je ohybový moment působící v řezu A [Nmm], jenž lze obecně spočítat jako součet dílčích ohybových momentů působících na daný řez, W_{oA} je modul průřezu v ohybu [mm³].

$$M_{oA} := F_{REM} \cdot x_A \quad (56)$$

$$W_{oA} := \frac{\pi \cdot d_A^3}{32} \quad (57)$$

Kde x_A je rameno, na kterém působí síla, viz obr.63, d_A je průměr hřídele v místě řezu A.

Dosazením parametrů do vzorců (53), (54), (55), (56) a (57) byl vypočten koeficient bezpečnosti pro ohyb v řezu A.

$$M_{oA} := F_{REM} \cdot x_A \quad M_{oA} := 2200 \cdot 52.5 \quad M_{oA} := 115500 \text{ Nmm}$$

$$W_{oA} := \frac{\pi \cdot d_A^3}{32} \quad W_{oA} := \frac{\pi \cdot 70^3}{32} \quad W_{oA} := 33670 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{oA} := \frac{115500}{33670} \quad \sigma_{oA} = \text{MPa} \quad \sigma_{oA} := 3.43 \text{ MPa}$$

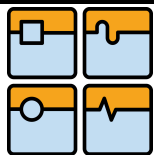
$$\sigma_{o\max A} := \alpha_{oA} \cdot \sigma_{oA} \quad \sigma_{o\max A} := 2.5 \cdot 3.43 \quad \sigma_{o\max A} := 8.575 \text{ MPa}$$

$$K_{oA} := \frac{\sigma_{odov}}{\sigma_{o\max A}} \quad K_{oA} := \frac{85}{8.575} \quad K_{oA} := 9.9$$

Smykové napětí se spočítá analogicky, výraznější rozdíl bude pouze ve výpočtu smykového napětí v daném řezu.

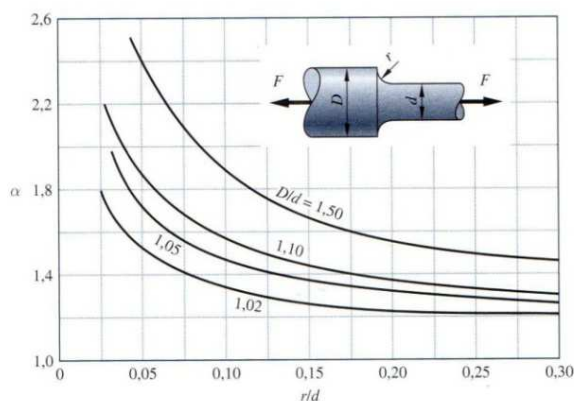
$$\sigma_{sA} := \frac{F_{REM}}{S_A} \quad (58)$$

Kde S_A je průřez hřídele v místě řezu A [mm²]



$$S_A := \frac{\pi \cdot d_A^2}{4} \quad (59)$$

Tvarový součinitel vrubu se volil dle diagramu na obr. 67.



Obr. 67 Tvarové součinitele pro namáhání smykem [54]

Koeficient bezpečnosti pro ohyb v řezu A byl vypočten s využitím vzorců (58) a (59).

$$\begin{aligned} S_A &:= \frac{\pi \cdot d_A^2}{4} & S_A &:= \frac{\pi \cdot 70^2}{4} & S_A &:= 3848 \text{ mm}^2 \\ \sigma_{sA} &:= \frac{F_{\text{REM}}}{S_A} & \sigma_{sA} &:= \frac{2200}{3848} & \sigma_{sA} &:= 0.57 \text{ MPa} \\ \sigma_{\text{smax}A} &:= \alpha_{sA} \cdot \sigma_{sA} & \sigma_{\text{smax}A} &:= 2.3 \cdot 0.57 & \sigma_{\text{smax}A} &:= 1.316 \text{ MPa} \\ K_{sA} &:= \frac{\sigma_{\text{sdoV}}}{\sigma_{\text{smax}A}} & K_{sA} &:= \frac{70}{1.316} & K_{sA} &:= 53.2 \end{aligned}$$

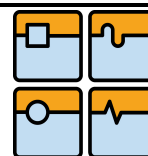
Celkový koeficient bezpečnosti pro daný řez se spočítá jako podíl meze kluzu ku redukovanému napětí σ_{red} .

$$\sigma_{\text{red}A} := \sqrt{(\sigma_{\text{omax}A} + \sigma_{\text{smax}A})^2 + 3 \cdot (\tau_{\text{kmax}A})^2} \quad (60)$$

$$\sigma_{\text{red}A} := \sqrt{(8.575 + 1.316)^2 + 3 \cdot (14.19)^2} \quad \sigma_{\text{red}A} := 26.5 \text{ MPa}$$

Kde $\sigma_{\text{red}A}$ je redukované napětí v řezu A [MPa].

$$\begin{aligned} K_A &:= \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}A}} & K_A &:= \frac{345}{26.494} & K_A &:= 13.0 \end{aligned}$$



Pevnostní výpočet hřídele byl proveden pro všechny průřezy naznačené v obr. 63 v programu MathCad a byl přiložen do přílohy práce. Vypočtené hodnoty byly vyneseny do tabulky 16.

Tab. 16 Vypočtené hodnoty pevnostního výpočtu pro soustružení

	Řez	A-A	B-B	C-C	D-D	E-E	F-F	G-G
	Rameno působení síly $x_{(\text{řez})}$ [mm]	52,5	83,1	86,5	133,5	148,5	289,5	374,5
	Menší průměr u řezu $d_{(\text{řez})}$ [mm]	70	72	72	80	89	89	90
	Větší průměr u řezu $d_{(\text{řez})(\text{řez})}$ [mm]	75	75	80	90	90	90	100
	Poloměr zaoblení $R_{(\text{řez})}$ [mm]	1,5	1	1	1,1	0,5	0,5	1,5
Krut	Tvarový součinitel pro krut $\alpha_{k(\text{řez})}$ [-]	1,9	1,6	2	2,9	3,5	3,5	2,1
	Maximální napětí pro krut $\tau_{k\max(\text{řez})}$ [MPa]	14,2	11,0	13,7	14,5	12,7	12,7	7,4
	Koeficient bezpečnosti pro krut $K_{k(\text{řez})}$ [-]	4,9	6,3	5,1	4,8	5,5	5,5	9,5
Ohyb	Tvarový součinitel pro ohyb $\alpha_{o(\text{řez})}$ [-]	2,5	2,5	2	3	3,5	3,5	2,8
	Maximální napětí pro ohyb $\sigma_{o\max(\text{řez})}$ [MPa]	8,6	12,5	10,4	3,9	10,3	32,3	30,8
	Koeficient bezpečnosti pro ohyb $K_{o(\text{řez})}$ [-]	9,9	6,8	8,2	22	8,2	2,6	2,8
Smyk	Tvarový součinitel pro smyk $\alpha_{s(\text{řez})}$ [-]	2,3	2,6	2,7	3	3,5	3,5	2,8
	Maximální napětí pro smyk $\sigma_{s\max(\text{řez})}$ [MPa]	1,3	1,4	1,5	3,6	3,3	3,4	1,8
	Koeficient bezpečnosti pro smyk $K_{s(\text{řez})}$ [-]	53,3	50	48	19,6	20,8	20,8	39,3
Celkové	Redukované napětí $\sigma_{\text{red}(\text{řez})}$ [MPa]	26,5	23,5	26,6	25,1	23,1	42,0	31,7
	Celkový koeficient bezpečnosti $K_{(\text{řez})}$ [-]	13	14,7	13,0	13,7	14,9	8,2	10,9

DYNAMICKÁ KONTROLA

Při dynamické kontrole se zjišťuje, zdali i při dynamickém působení zatěžování nedojde k plastické deformaci vřetene. Vzhledem k tomu, že největší ohybové napětí je v místech řezů F a G, byla provedena dynamická kontrola právě pro tato místa.

$$K_{DoG} := \frac{\sigma_{ocG}}{\sigma_{oG}} \quad (61)$$

Kde K_{DoG} je koeficient bezpečnosti pro dynamickou kontrolu při ohybu v místě G [-], σ_{ocG} je mez únavy vrubovaného vzorku v ohybu pro řez G [MPa], σ_{oG} je ohybové napětí v místě řezu G [MPa]. [54]

$$\sigma_{ocG} := \frac{\sigma_{oc}}{\beta_{oG}} \quad (62)$$

Kde σ_{oc} je mez únavy v ohybu [MPa], β_{oG} je součinitel vrubu pro ohyb v místě řezu G [-]. [54]

$$\beta_{oG} := \frac{\alpha_{oG}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{oG} - 1) \cdot aa}{\alpha_{oG} \cdot \sqrt{R_G}}} \quad (63)$$

Kde α_{oG} je tvarový součinitel vrubu pro ohyb v řezu G [-], aa je Heywoodův parametr pro osazení, jež se spočítá ze vzorce (63) [\sqrt{mm}], R_G je poloměr vrubu v řezu G [mm]. [54]

$$aa := \frac{139}{R_m} \quad (64)$$

Kde R_m je mez pevnosti zvoleného materiálu [MPa]. [54]

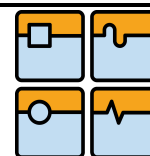
Dosazením do vzorců, které se vážou k dynamické kontrole, byly vypočteny hodnoty pro meze únavy vrubovaného vzorku a příslušné koeficienty bezpečnosti pro řezy F a G.

$$\beta_{oG} := \frac{\alpha_{oG}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{oG} - 1) \cdot aa}{\alpha_{oG} \cdot \sqrt{R_G}}} \quad \beta_{oG} := \frac{2.8}{1 + \frac{2 \cdot (2.8 - 1) \cdot \frac{139}{600}}{2.8 \cdot \sqrt{1.5}}} \quad \beta_{oG} = 2.252$$

$$\sigma_{ocG} := \frac{\sigma_{oc}}{\beta_{oG}} \quad \sigma_{ocG} := \frac{215}{2.252} \quad \sigma_{ocG} := 95.5 \text{ MPa}$$

$$K_{DoG} := \frac{\sigma_{ocG}}{\sigma_{oG}} \quad K_{DoG} := \frac{95.5}{15.42} \quad K_{DoG} := 6.2$$

$$\sigma_{ocF} = 90.179 \quad K_{DoF} := 9.77$$



Analogicky byl proveden výpočet pro krut. S ohledem na to, že krouticí moment je konstantní, výpočet byl proveden v místě A, kde má hřídel nejmenší průměr.

$$\beta_{kA} := \frac{\alpha_{kA}}{1 + \frac{2(\alpha_{kA} - 1)}{\alpha_{kA}} \cdot \frac{aa}{\sqrt{R_A}}}$$

Kde α_{kA} je tvarový součinitel vrubu pro krut v řezu A [-].

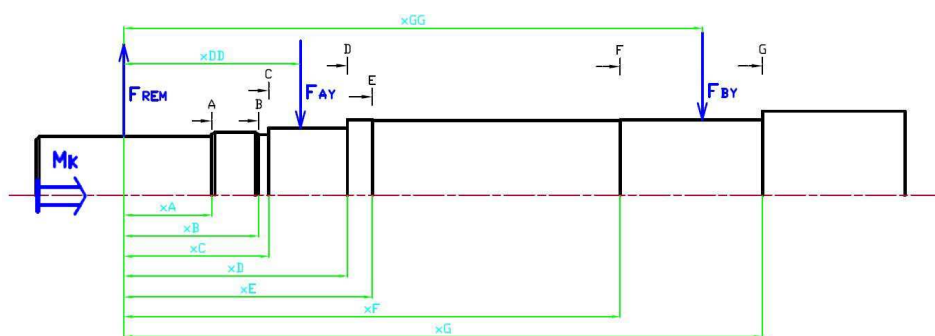
$$\tau_{kcA} := \frac{\tau_{kc}}{\beta_{kA}} = 93.095 \text{ MPa}$$

$$K_{DkA} := \frac{\tau_{kcA}}{\tau_{kA}} = 12.465$$

Kde τ_{kcA} je mez únavy vrubovaného vzorku v krutu pro řez A [MPa], τ_{kc} je mez únavy v krutu [MPa], β_{kA} je součinitel vrubu pro krut v místě řezu A [-], K_{DkA} je koeficient bezpečnosti pro dynamickou kontrolu při krutu v místě A [-], τ_{kc} je napětí v řezu a způsobené působením krouticího momentu [MPa]. [54]

Hodnoty doporučených koeficientů bezpečnosti se liší v závislosti na materiálu a na typu zařízení. Obecně se pro ocelové výrobky používají koeficienty z rozmezí 1,7 až 2. Z vypočtených bezpečnostních koeficientů je patrné, že dimenzování vřetene bylo ve všech řezech minimálně dostatečné a není třeba na vřeteno provádět změny kvůli únosnosti zatížení od soustružení.

Analogicky byl proveden pevnostní výpočet pro zatížení od frézování. Vzhledem k tomu, že v rovině XY je zatížení větší než v rovině XZ, byl proveden výpočet pouze pro rovinu XY. Působící zatížení, spolu s nebezpečnými místy na hřídeli, pro které se bude výpočet provádět, jsou znázorněny na obr. 68. Zatížení působící na vřeteno je uvedeno v tab. 17. Celý výpočet byl přiložen do přílohy práce a výsledné vypočtené hodnoty jsou vyneseny v tab. 18.



Obr. 68 Znázornění působení sil na vřeteno při frézování a nebezpečných míst

Tab. 17 Zatížení vřetene při frézování

Zatížení při frézování	
Síla od napnuté ozubeného řemene F_{REM}	2200 N
Reakce na zadní ložisko F_{AY}	-2521 N
Reakce na hlavní ložisko F_{BY}	9121 N
Krouticí moment M_k	354000 Nmm

Tab. 18 Vypočtené hodnoty pevnostního výpočtu pro frézování

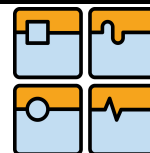
	Řez	A-A	B-B	C-C	D-D	E-E	F-F	G-G
	Rameno působení síly $x_{(řez)}$ [mm]	52,5	83,1	86,5	133,5	148,5	289,5	374,5
	Menší průměr u řezu $d_{(řez)}$ [mm]	70	72	72	80	89	89	90
	Větší průměr u řezu $d_{(řez)(řez)}$ [mm]	75	75	80	90	90	90	100
	Poloměr zaoblení $R_{(řez)}$ [mm]	1,5	1	1	1,1	0,5	0,5	1,5
Krut	Tvarový součinitel pro krut $\alpha_{k(řez)}$ [-]	1,9	1,6	2	2,9	3,5	3,5	2,1
	Maximální napětí pro krut $\tau_{kmax(řez)}$ [MPa]	10,0	7,7	9,7	10,2	9,0	9,0	5,2
	Koeficient bezpečnosti pro krut $K_{k(řez)}$ [-]	7,0	9,1	7,2	6,9	7,8	7,8	13,5
Ohyb	Tvarový součinitel pro ohyb $\alpha_{o(řez)}$ [-]	2,5	2,5	2	3	3,5	3,5	2,8
	Maximální napětí pro ohyb $\sigma_{omax(řez)}$ [MPa]	8,6	12,5	10,4	21,5	18,3	52,1	43,2
	Koeficient bezpečnosti pro ohyb $K_{o(řez)}$ [-]	9,9	6,8	8,2	4,0	4,6	1,6	2,0
Smyk	Tvarový součinitel pro smyk $\alpha_{s(řez)}$ [-]	2,3	2,6	2,7	3	3,5	3,5	2,8
	Maximální napětí pro smyk $\sigma_{smax(řez)}$ [MPa]	1,3	1,4	1,5	2,7	2,6	2,7	1,9
	Koeficient bezpečnosti pro smyk $K_{s(řez)}$ [-]	53,3	50	48	25,6	27,1	26,4	36,1
Celkové	Redukované napětí $\sigma_{red(řez)}$ [MPa]	20,0	19,3	20,5	30,0	26,0	56,9	42,2
	Celkový koeficient bezpečnosti $K_{(řez)}$ [-]	17,3	17,9	16,8	11,5	13,3	6,1	8,2

Dynamická kontrola pro frézování byla provedena analogicky jako pro soustružení.

$$K_{DoG} = 6.193$$

$$K_{DoF} = 6.059$$

Kde K_{DoG} a K_{DoF} jsou koeficienty bezpečnosti pro dynamickou kontrolu ohybu při frézování v místech řezů G a F [-].



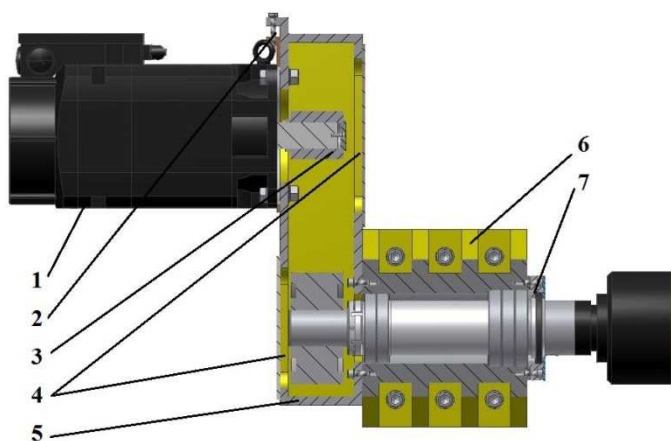
$$K_{DKA} = 17.711$$

Kde K_{DKA} je koeficient bezpečnosti pro dynamickou kontrolu krutu při frézování v řezu A [-].

Z vypočtených koeficientů lze usoudit, že vřeteno je dostatečně dimenzované na dané zatížení. Nejnižší hodnoty bezpečnostních koeficientů vyšly u statické kontroly ohybového napětí v řezech F a G, $K_{oF} = 1,6$ a $K_{oG} = 2$. S ohledem na to, že hodnoty dovolených napětí, které byly pro výpočet vzaty ze strojnických tabulek, již obsahují koeficient bezpečnosti rovný dvěma, jsou i koeficienty K_{oF} a K_{oG} dostatečně velké. Není proto nutné, aby se rozměry vřetene kvůli lepšímu dimenzování měnily.

5.3 NÁVRH VŘETENÍKU A PŘEVODOVÉ SKŘÍŇE

Vřeteník byl navržen s ohledem na rozměry vřetene, a na něj navázaných komponent. Vzhledem k požadavkům na přesnost uložení byl samotný vřeteník navržen jako odlitek. K odlitku bude přišroubovaná i převodová skříň, svařená z plechových dílů z konstrukční oceli 11375, na níž bude připevněn hlavní pohon. Jednotlivé části sestavy vřeteníku a převodové skříně jsou naznačeny na obr. 69.



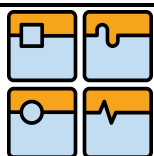
- 1) Hlavní motor
- 2) Mechanismus pro předepnutí ozubeného řemene
- 3) Malá řemenice
- 4) Servisní otvory
- 5) Převodová skříň
- 6) Tělo vřeteníku
- 7) Přední konec vřeteníku

Obr. 69 Řez sestavou vřeteníku a převodové skříně

Motor (pozice 1) bude k převodové skříně (pozice 5) připevněn pomocí čtveřice šroubů a prostřednictvím speciální podložky. V převodové skříně budou díry pro tyto šrouby nahrazeny drážkami, umožňujícími pohybovat s motorem za účelem změny osové vzdálenosti motoru a vřetene. Toto nastavení proběhne tak, že čtveřice hlavních šroubů se povolí natolik, aby byl možný onen posuv motoru. Otáčením šroubu v horní části skříně (pozice 2) se přes výše zmíněnou podložku přitahuje motor s malou řemenicí (pozice 3), čímž dojde k předepnutí ozubeného řemene. Jakmile bude předepnutí nastaveno, daná pozice se zaaretuje utažením čtveřice hlavních šroubů.

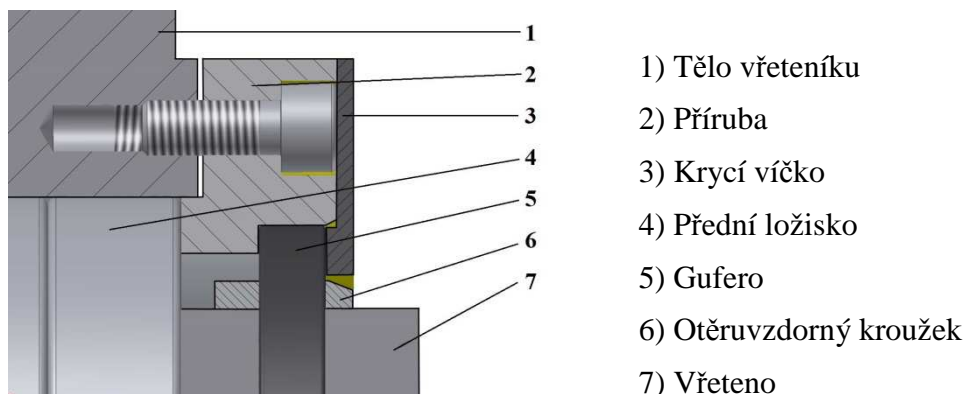
Krouticí moment bude převáděn ze hřídele motoru na malou řemenici pomocí pera, přičemž polohu této řemenice budou zajišťovat šroub a tvarově uzpůsobená podložka. Při montáži nebo servisu ozubeného převodu bude k dispozici dvojice servisních otvorů (pozice 4).

Převodová skříň bude přišroubována pomocí šestice šroubů k tělu vřetene, které bude zároveň nosným prvkem, a jeho prostřednictvím dojde k upevnění celé sestavy ke zbytku



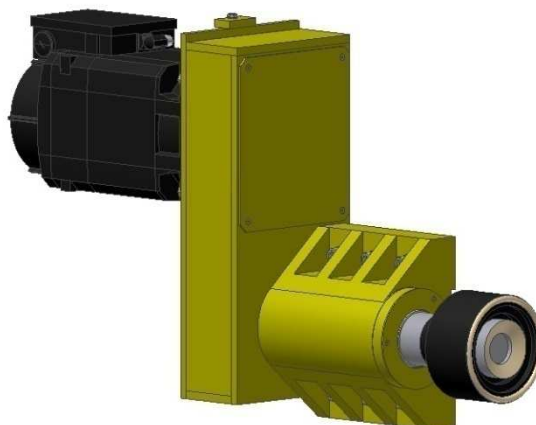
DIPLOMOVÁ PRÁCE

stroje. Dutina vřetene byla navržena tak, aby splňovala požadavky na zvolené uložení, kdy vnější kroužky předních ložisek budou axiálně zajištěny, na rozdíl od vnějších kroužků zadních ložisek. Způsob zajištění polohy ložisek a zatěsnění vřetene proti vniku nečistot je znázorněn na detailu předního konce vřetene, jež zobrazuje obr. 70.



Obr. 70 Detail předního konce vřeteníku

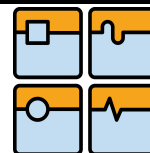
Axiální zajištění vnějších kroužků předních ložisek (pozice 4) bude provedeno pomocí příruby (pozice 2), jež bude k tělu vřeteníku (pozice 1) přišroubována šesticí šroubů. V této přírubě byla vytvořena i drážka pro uložení dvoubříitého guferu s prachovkou (pozice 5), jehož použití umožňují relativně nízké maximální otáčky vřetene. Poloha guferu bude zajištěna pomocí krycího víčka (pozice 3), přišroubovaného k přírubě, jež zároveň zamezí přístupu větších třísek ke guferu. Ze zkušeností je známo, že časem při provozu břit tohoto těsnění vydře do povrchu hřídele drážku, čímž se výrazně sníží jeho těsnost. Oprava této drážky je velmi časově i finančně náročná. Z toho důvodu byl navržen kroužek s povrchovou úpravou (pozice 6), jež bude lépe odolávat otěru, a v případě vzniku drážky v kroužku, jej bude možné poměrně snadno nahradit. Kroužek bude na vřeteno nalisován za tepla, čímž vznikne v uložení dostatečné předpětí, které zajistí přesnou polohu kroužku, popřípadě bude možné kroužek přilepit.



Obr. 71 Sestava vřeteníku, vřetene a převodové skříně s pohonem

5.4 NÁVRH NÁSTROJE

Při návrhu nástroje se nabízejí dvě možnosti. První možnost by spočívala ve vyvinutí vlastního návrhu odhroťovací hlavy, která by splňovala zadané parametry a byla by

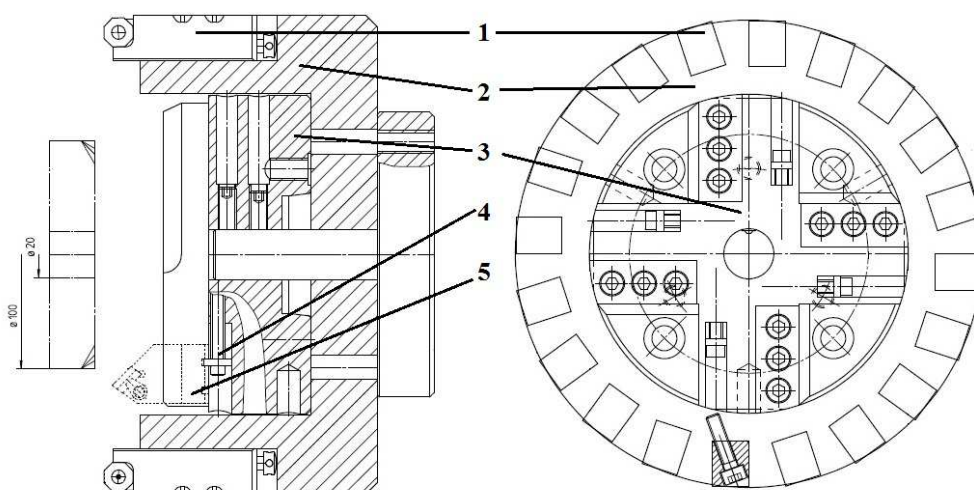


vzhledem ke zvolené variantě speciálně určená pro srážení hran a zarovnávání čel tyčí s kruhovým průřezem. Vývoj a výroba této hlavy by byla nejen finančně i časově náročná a vyplatila by se spíše pro větší počet kusů.

Druhá možnost by spočívala v zadání návrhu odhroťovacího nástroje jako subdodávku renomované firmě, která se obráběcími nástroji přímo zabývá. Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.8 řešeršní části, na trhu je velmi omezené množství firem, zabývajících se touto problematikou. Pravděpodobně jedinou firmou, jež nabízí ucelenou řadu nástrojů pro odhroťování tyčí a trubek kruhového průřezu je německá firma Leistritz. V krajním případě by bylo možné nechat si nástroj vyrobit na zakázku u velkých výrobců nástrojů, jako je například Kennametal.

Po důkladném zvážení možností s ohledem na kusovou výrobu odhroťovacího stroje byla zvolena možnost subdodavatele, a s konkrétními požadavky byla oslovena firma Leistritz. Mezi požadavky byly úhly sražení 30° , 45° a 60° , maximální hloubka sražení $h = 6 \text{ mm}$, a v neposlední řadě nutnost srážet hrany a zarovnávat čela jedním nástrojem.

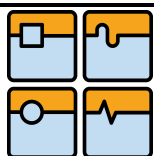
Na základě zadaných parametrů byl výše uvedenou firmou vypracován předběžný návrh odhroťovací hlavy, viz obr. 72, který by bylo možné ještě modifikovat.



Obr. 72 Odhroťovací nástroj od firmy Leistritz [60]

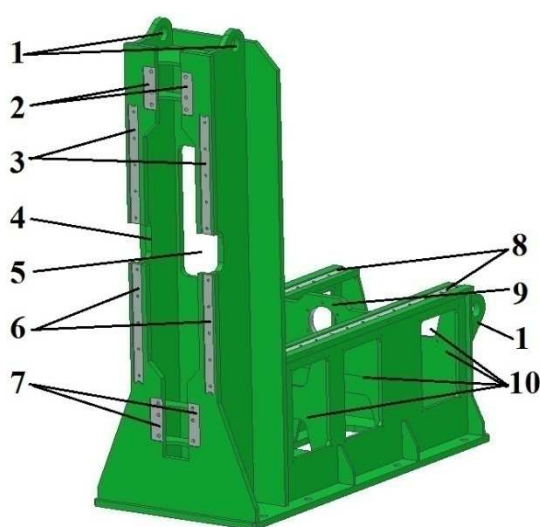
Kde 1 - Držák a VBD pro zarovnání čela tyče, 2 - Věnc s nástroji pro zarovnání čela, 3 - Část hlavy s nástroji pro srážení hran, 4 - Nastavovací šroub, 5 - Držák s VBD pro srážení hran

Na obr. 72 lze vidět, že nástroj se skládá z věnce (pozice 2) osazeného dvaceti držáky s vyměnitelnými břitovými destičkami (pozice 1) určených pro frézování čela tyče, a vnitřní části (pozice 3), jež zahrnuje čtyři nástrojové držáky spolu s VBD (pozice 5), sloužící ke srážení hran. Nastavení průměru srážené tyče se provede povolením aretovacích šroubů a nastavením poloměru pomocí nastavovacích šroubů (pozice 4). Na základě orientačního výpočtu bylo určeno, že pro čtyři nože by při srážení vznikl velký krouticí moment na tyči, který by musel zachytit upínací systém tyčí. V tom případě by bylo potřeba použít příliš velké upínací síly. Jelikož firma Leistritz nabízí relativně rozmanitý sortiment odhroťovacích hlav, je možné čtyř nožovou hlavu nahradit dvou i tří nožovou. V tomto případě byla zvolena tří nožová odhroťovací hlava. V sortimentu se nachází i různé držáky břitových destiček, jež nabízejí srážení pod jednotlivými úhly, avšak v nabídce jsou i držáky umožňující nastavení úhlu srážení plynule v rozmezí od 15° do 60° , s použitím těchto držáků však přichází omezení velikosti VBD. [25, 59, 60]



5.5 NÁVRH LOŽE

Vzhledem k tomu, že výroba odhroťovacích strojů bude spíše kusová, tak s ohledem na informace plynoucí z rešerše byla pro lože zvolena svařovaná konstrukce. Většina dílů bude vyrobena z plechu z konstrukční oceli 11503. Lože musí vyhovovat krom jiného i z pohledu tuhosti, odvodu třísek, možnosti navázání posuvových soustav a upínacího systému tyčí, zároveň je však nutné brát zřetel na co nejsnadnější a nejlevnější výrobu. Návrh lože je znázorněn na obr. 73.



Obr. 73 Lože stroje

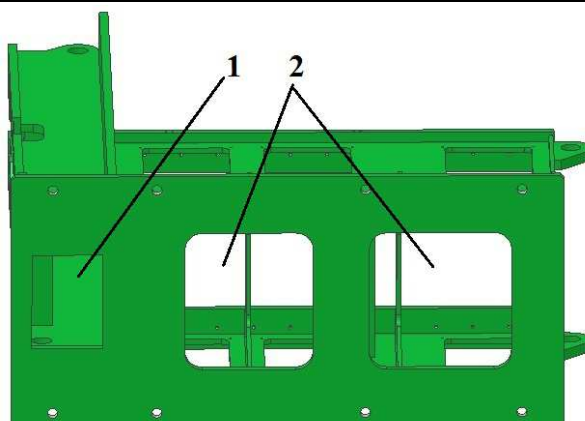
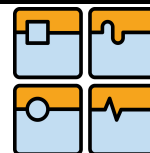
- 1) Transportní oka
- 2) Obrobené plochy pro připevnění horního hydraulického válce
- 3) Obrobené plochy pro kolejnice valivého vedení horního upínače
- 4) Výřez pro průchod tyčí
- 5) Otvor pro pohyb vřetene
- 6) Obrobené plochy pro kolejnice valivého vedení dolního upínače
- 7) Obrobené plochy pro připevnění dolního hydraulického válce
- 8) Obrobené plochy pro kolejnice valivého vedení posuvu osy Z
- 9) Deska pro přišroubování kuličkové matice
- 10) Servisní otvory

Lože bylo navrženo s inspirací skříňové koncepce a ke zvýšení jeho tuhosti vedlo použití několika tvarově různých žeber, která se nachází jak v oblasti pro připojení vodorovného posuvu v ose Z tak i v přední sloupové části. Ačkoli se dimenzování lože zdá být dostatečné, před zařazením stroje do výroby by bylo nutné, vzhledem k jeho složitější konstrukci, zkontrolovat tuhost pomocí výpočtu metodou konečných prvků. Na obr. 73 je možné vidět, že na loži se nachází mnoho obrobených ploch, které budou použité pro připojení dalších komponent stroje. Obrobení je na těchto plochách nutné především z toho důvodu, že přesnost plechových polotovarů s ohledem na jejich technologii výroby není dostatečná pro potřeby například kolejnic vedení. Obrobením je také možné částečně odstranit i deformace těchto ploch, vzniklé vlivem technologie svařování.

Vzhledem k tomu, že tyče pro odhroťování budou ke stroji transportovány pomocí tzv. roštů, které mohou s tyčemi pohybovat pouze v kolmém směru k jejich osám rotace, bylo nutné vytvořit do čela rámu výřez (pozice 4), jímž bude tyč při transportu z části procházet.

Kuličkový šroub spolu s maticí a potřebnými komponenty včetně motoru, pro polohování suportu v ose Z, bude uvnitř lože pod úrovní vodicích ploch. Tomu bylo třeba lože upravit nejen rozměrově, ale i vytvořit servisní otvory, které umožní přístup k jednotlivým částem posuvové soustavy.

Lože je možné k základu připevnit osmi šrouby, pro které jsou v základní desce lože vytvořeny otvory. V desce jsou však i dva otvory odlehčovací (obr. 74, pozice 2), a jeden sloužící pro odvod třísek (obr. 74, pozice 1). Při návrhu se předpokládalo, že třísky vznikající v řezném procesu budou padat dutinou ve sloupové části lože a otvorem v základní desce do odváděcího žlabu, který bude vytvořen pod strojem. Na obr. 74 je znázorněna základní deska lože, v jejíž levé části je zvýrazněn otvor pro odvod třísek.

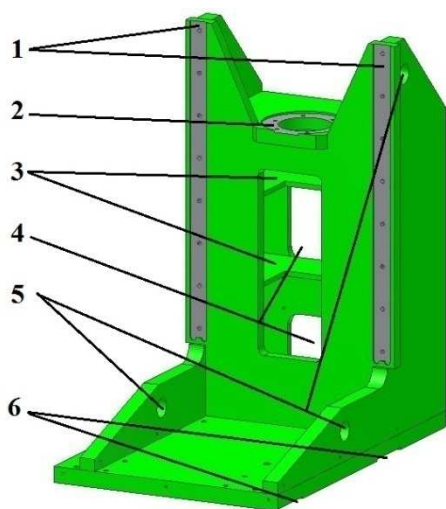


Obr. 74 Pohled na základní desku lože

Vzhledem k předpokládané velké hmotnosti lože bylo nutné vytvořit na loži transportní oka, jež poskytnou uchopovací místa pro potřeby jeřábu.

5.6 NÁVRH SUPORTU

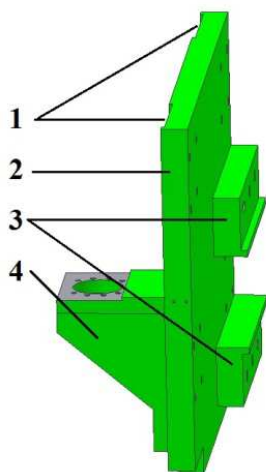
Support odhroťovacího stroje bude umožňovat polohování vřetene v osách X a Z, přičemž pohyb v ose Z bude provádět celý support. Z toho důvodu bude k loži připevněn prostřednictvím čtveřice vozíků s valivými elementy, jež se budou pohybovat po kolejnici přišroubované k loži stroje. Posuvová soustava pro osu X bude uložena v rámci suportu a pohybovat se bude pouze deska, k níž bude přišroubována sestava vřeteníku. Support bude podobně jako lože vyroben svařením jednotlivých plechových dílů z konstrukční oceli. Pro zvýšení přesnosti budou plochy pro připojení vodicích ploch, či šroubu a matice obrobena. Stejně jako u lože návrh vychází ze skříňového typu konstrukce, kdy uvnitř skříně bude zabudován kuličkový šroub a matice pro posuv vřetene v ose X. Tento mechanismus bude však vyžadovat i servisní otvory, které k němu umožní přístup. Support také musí umožnit montáž dostatečně dlouhých kolejnic pro valivé vedení o ose X, aby se vřeteno mohlo pohybovat v dostatečném rozsahu pro potřeby řezného procesu. Tuhost celého dílu bude, stejně jako v případě lože, nutné zkontrolovat výpočtem pomocí MKP. Svařenec suportu je znázorněn na obr. 75.



- 1) Obrobené plochy pro kolejnice vedení osy X
- 2) Obrobená plocha pro přírubu ložiska kuličkového šroubu
- 3) Výztužná žebra
- 4) Servisní otvory
- 5) Transportní oka
- 6) Obrobené plochy pro valivé vozíky vedení osy Z

Obr. 75 Svařenec suportu

K suportu bude prostřednictvím vedení připojena deska, k níž bude přišroubován vřeteník. Z toho důvodu bude na desce navařen pár lišt (obr. 76, pozice 3), které zajistí přesnou polohu vřeteníku a k nimž se bude vřeteník šroubovat. Tato deska skrze posuvovou soustavu umožní polohovat vřeteno v ose X, protože je nutné vybavit desku konzolou pro připojení matice kuličkového šroubu. Svařenec tohoto dílu je znázorněn na obr. 76.

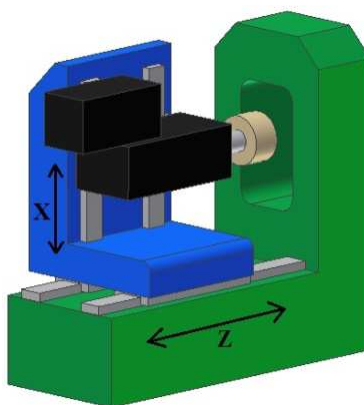


- 1) Obrobené plochy pro valivé vozíky vedení osy X
- 2) Deska suportu
- 3) Lišty pro přišroubování vřeteníku
- 4) Konzola pro přišroubování kuličkové matice

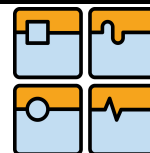
Obr. 76 Svařenec desky suportu

5.7 LINEÁRNÍ POSUVOVÉ SOUSTAVY

Jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách, při zvolené variantě se speciálním nástrojem na zakázku budou pro potřeby obráběcího procesu stačit posuvy ve dvou osách. Horizontální posuv v ose Z, což je osa rotace nástroje, a vertikální posuv v ose X, což je posuv ve směru kolmém na osu rotace nástroje, viz obr. 77. Po zvážení předností a nedostatků jednotlivých posuvových systémů, plynoucích z rešeršní části, bylo zvoleno, že lineární pohyb bude zajišťovat jednotka kuličkového šroubu a matice. Pro obě osy bylo na základě rešerše a zkušeností konstruktérů firmy Žďas zvoleno valivé profilové vedení, u něhož jsou jako valivé elementy použity kuličky.

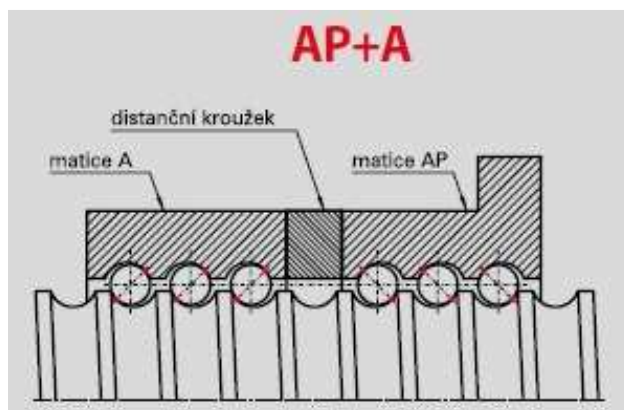


Obr. 77 Znázornění posuvů v jednotlivých osách



5.7.1 POHONY POSUVNÝCH OS

Pro polohování byly zvoleny kuličkové šrouby K 50 x 8, od výrobce KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM, který je řadí mezi standardní polohovací šrouby. Na základě zvolených šroubů byly zvoleny i matice AP+A, což jsou dvojice matic s přírubou, předepnuté pomocí distančních kroužků.



Obr. 78 Schéma způsobu předepnutí matice typu AP+A [7]

Z různých typů uložení kuličkového šroubu bylo zvoleno uložení, kdy jeden konec šroubu bude uložen nehybně radiálně i axiálně, a druhý konec bude uložen letmo. Tento typ uložení nabízí rozměrové výhody v jednostranném uložení, avšak přináší nevýhody, jako jsou snížení maximálních přípustných otáček nebo maximálního axiálního zatížení.

KONTROLNÍ VÝPOČET KULIČKOVÉHO ŠROUBU

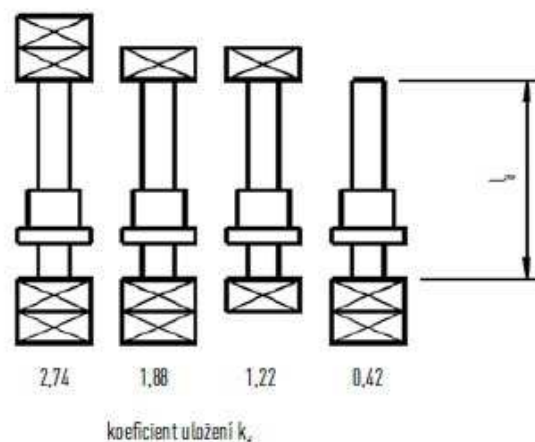
Kontrolní výpočet zvoleného šroubu K50 x 8 byl nejprve proveden pro vodorovnou osu Z dle metodiky, uvedené v katalogu výrobce kuličkových šroubů HIWIN.

Nejprve byla provedena kontrola maximálních přípustných otáček, která závisí na kritických otáčkách n_k .

$$n_k := k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 \quad (65)$$

Kde n_k jsou kritické otáčky [ot/min], k_d je koeficient uložení kuličkového šroubu [-], d_k je průměr šroubu [mm], $d_k = 50$ mm a l_d je vzdálenost mezi ložisky [mm], viz obr. 79. [55]

Koeficient uložení byl stanoven dle obr. 79 z katalogu HIWIN.



Obr. 79 Koeficient uložení kuličkového šroubu [55]

Vzdálenost mezi ložisky byla určena z modelu a její hodnota odpovídá $l_d = 690$ mm. Z obr. 79 je patrné, že pro zvolené uložení kuličkového šroubu nabývá koeficient uložení hodnotu $k_d = 0,42$. Dosazením do vzorce (65) byla získána hodnota kritických otáček.

$$n_k := 0,42 \cdot \frac{50}{690^2} \cdot 10^8$$

$$n_k := 4411 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

$$n_{\max} := n_k \cdot 0,8 \quad (66)$$

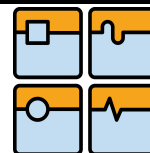
$$n_{\max} := 3529 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

Kde n_{\max} jsou maximální přípustné otáčky [ot/min]. [55]

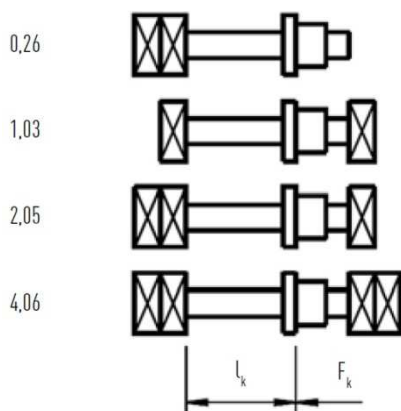
Dále byl proveden výpočet maximálního možného axiálního zatížení, které souvisí se vzpěrnou tuhostí kuličkového šroubu. Maximální dovolená provozní axiální síla je násobek maximální teoreticky dovolené axiální síly.

$$F_k := k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 \quad (67)$$

Kde F_k je maximální teoreticky dovolená axiální síla [N], k_k je koeficient závislosti na uložení [-], l_k je nepodepřená délka hřídele [mm], viz obr. 80. [55]



Koeficient závislosti na uložení byl určen z obr. 80 z katalogu firmy HIWIN.



Obr. 80 Koeficient uložení kuličkového šroubu [55]

Na obr. 80 je znázorněno, že pro zvolené uložení kuličkového šroubu s letmým koncem je hodnota koeficientu závislosti na uložení $k_k = 0,26$. Nepodepřená délka hřídele byla změřena v modelu, $l_k = 500$ mm. Dosazením těchto hodnot do vzorce (67) byla zjištěna hodnota maximální teoreticky dovolené axiální síly.

$$F_k := k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 \quad F_k := 0,26 \cdot \frac{50^4}{500^2} \cdot 10^5 \quad F_k = 6,5 \times 10^5 \text{ N}$$

$$F_{kmax} := F_k \cdot 0,5 \quad (68)$$

$$F_{kmax} = 3,25 \times 10^5 \text{ N}$$

Kde F_{kmax} je maximální dovolená provozní axiální síla [N]. [55]

Vzhledem k tomu, že pracovní cyklus posuvů v ose Z nebude probíhat při stále stejných otáčkách, ani při stále stejném zatížení, pro výpočet samotné životnosti kuličkového šroubu bylo nutné vypočítat střední hodnoty otáček a zatížení.

$$n_m := \sum_{i=1}^x \left(n_i \cdot \frac{t_i}{100} \right) \quad (69)$$

Kde n_m je střední hodnota otáček [ot/min], x je počet různých otáčkových režimů během jednoho cyklu [-], n_i jsou otáčky v daném režimu [ot/min] a t_i je poměrná doba, po kterou působí otáčky n_i [%]. [55]

Protože se vřeteno bude v ose Z pohybovat buď rychloposuvem při polohování, nebo pracovní rychlostí při soustružení, byly parametry dílčích časů a otáček určeny na základě stoupání šroubu $p = 8$ mm, a na základě výpočtů parametrů pro soustružení náležící ke kapitole 3. Čas pro soustružení je roven $t_1 = 7$ s, čas rychloposuvu $t_2 = 3$ s, otáčky šroubu při soustružení $n_1 = 3$ ot/min. Maximální otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu byly

vypočteny v závislosti na maximálním otáčkovém faktoru, který má pro válcované kuličkové šrouby s vymezenými vřely hodnotu $D_n = 90000$. [55]

$$n_2 := \frac{D_n}{d_k} \quad (70)$$

$$n_2 := \frac{90000}{50}$$

$$n_2 := 1800 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

Kde n_2 jsou maximální otáčky šroubu při rychloposuvu [ot/min], D_n je otáčkový faktor [-]. [55]

$$n_m := \left[n_1 \cdot \frac{t_1}{(t_1 + t_2)} \right] + \left[n_2 \cdot \frac{t_2}{(t_1 + t_2)} \right] \quad (71)$$

$$n_m := \left[3 \cdot \frac{7}{(7 + 3)} \right] + \left[1800 \cdot \frac{3}{(7 + 3)} \right]$$

$$n_m := 542.1 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

Kde n_m je střední hodnota otáček kuličkového šroubu [-]. [55]

$$F_m := \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x \left(F_i^3 \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_m \cdot 100} \right)} \quad (72)$$

Kde F_m je střední hodnota zatížení [N], F_i je dílčí hodnota zatížení [N]. [55]

Zatížení kuličkového šroubu při soustružení bude tvořeno součtem pasivního odporu vedení a axiální složky řezné síly. V případě rychloposuvu bude zatížení rovno pouze pasivnímu odporu vedení, jež se spočítá dle vzorce (73).

$$F_T := F_g \cdot f_1 \quad (73)$$

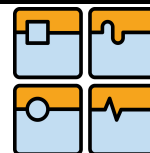
Kde F_T je pasivní odpor vedení [N], F_g je tíhová síla sestav suportu a vřeteníku [N], f_1 je koeficient tření pro valivá vedení [-], jehož hodnota je $f_1 = 0,005$. [56]

Tíhová síla byla vypočtena na základě hmotnosti určené z modelu. Hodnota tíhové síly $F_g = 10800$ N.

$$F_1 := F_T + F_f = 5.158 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_2 := F_T = 108 \text{ N}$$

Kde F_1 je dílčí zatížení při soustružení [N], F_f je axiální složka řezné síly při soustružení [N], F_2 je dílčí zatížení při rychloposuvu [N].



Dosažením do vzorce (72) byla vypočtena střední hodnota zatížení kuličkového šroubu.

$$F_m := \sqrt[3]{\left(F_1^3 \cdot \frac{n_1 \cdot t_{11}}{n_m \cdot 100}\right) + \left(F_2^3 \cdot \frac{n_2 \cdot t_{22}}{n_m \cdot 100}\right)} \quad F_m := \sqrt[3]{\left(5158^3 \cdot \frac{3 \cdot 70}{542.1 \cdot 100}\right) + \left(108^3 \cdot \frac{1800 \cdot 30}{542.1 \cdot 100}\right)}$$

$$F_m := 810.72 \text{ N}$$

Kde t_{11} a t_{22} jsou procentuální hodnoty časů t_1 a t_2 [%].

Životnost kuličkového šroubu lze vypočítat v otáčkách, viz vzorec (74), nebo v provozních hodinách, viz vzorec (73).

$$L_o := \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot 10^6 \quad (74)$$

$$L_o := \left(\frac{57200}{810.717}\right)^3 \cdot 10^6 \quad L_o := 3.5 \cdot 10^{11} \text{ ot}$$

Kde L_o je životnost kuličkového šroubu v otáčkách [ot], C_{dyn} je dynamická únosnost [N], pro zvolený kuličkový šroub $C_{dyn} = 57200 \text{ N}$. [55]

$$L_h := \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} \quad (75)$$

$$L_h := \left(\frac{57200}{810.170}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{542.1 \cdot 60} \quad L_h := 1.08 \cdot 10^7 \text{ h}$$

Kde L_h je životnost kuličkového šroubu v provozních hodinách [h]. [55]

Na závěr kontrolního výpočtu se porovnaly maximální přípustné hodnoty otáček a dovolená provozní axiální síla s hodnotami, které se předpokládají v provozu.

$$n_{\max} := 3529 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad n_2 := 1800 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad n_{\max} > n_2$$

$$F_{k\max} := 325000 \text{ N} \quad F_2 := 5158 \text{ N} \quad F_{k\max} > F_2$$

Porovnáním hodnoty maximálních přípustných otáček s předpokládanými maximálními otáčkami motoru bylo zjištěno, že z pohledu maximálních otáček kuličkový šroub pro osu Z vyhovuje. Ke stejnému závěru vedlo i porovnání axiálních zatížení.

Výpočet životnosti byl proveden pouze pro soustružení, protože při frézování by se změnila pouze axiální složka řezné síly, která je pro frézování několikanásobně menší a výpočet životnosti by byl zbytečný. Vypočtená hodnota hodinové životnosti kuličkového šroubu byla porovnána s hodnotami hodinových životností doporučených jedním z výrobců kuličkových šroubů firmou Kortagroup. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tab. 19.

Tab. 19 Doporučené hodnoty hodinových životností kuličkových šroubů [61]

	horas/hours
- Equipo médico, instrumentos - Medical equipment, instruments	2.000
- Maquinaria que opera cortos períodos de tiempo - Machinery due to work for short periods of time	5.000
- Maquinaria que opera cortos períodos de tiempo con gran fiabilidad de operación - Machinery due to work for short periods of time at high levels of operational reliability	10.000
- Maquinaria y herramientas que operan 8 horas al día con ciclos de trabajo no continuos - Machinery and tools due to run 8 hours/day on an intermittent cycle basis	18.000
- Maquinaria y herramientas que operan 8 horas al día con ciclos de trabajo continuos - Machinery and tools due to run 8 hours/day on a continuous cycle basis	25.000
- Maquinaria y herramientas que operan 16 horas al día a plena carga - Machinery and tools due to operate 16 hours/day at full load	40.000
- Maquinaria y herramientas que operan 24 horas al día - Machinery and tools due to operate 24 hours/day	50.000
- Maquinaria y herramientas que operan 24 horas al día con gran fiabilidad de operación - Machinery and tools due to operate 24 hours/day at high levels of operational reliability	80.000

Z tabulky vyplývá, že pro dvousměnný provoz je doporučena hodnota $L_{hd} = 40000$ h. Protože vypočtená hodinová životnost kuličkového šroubu pro osu Z $L_h = 1,08 \cdot 10^7$ h je mnohokrát vyšší než L_{hd} , je kuličkový šroub uvedených parametrů předimenzovaný. Avšak s ohledem na snahu použít co nejvíce shodných délek pro obě osy a na maximální přípustné otáčky se volba kuličkového šroubu neměnila.

Obdobný výpočet byl proveden i pro svislou osu X. Kompletní výpočet byl přiložen do přílohy práce a výsledky z výpočtu byly shrnuty do tab. 20.

Tab. 20 Výsledky kontrolních výpočtů kuličkového šroubu pro osu X

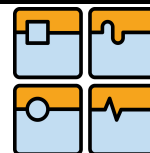
Parametr	Hodnota
Maximální přípustné otáčky	$n_{max} = 4960$ ot/min
Maximální dovolená provozní axiální síla	$F_{kmax} = 593500$ N
Životnost v otáčkách	$L_o = 1,583 \cdot 10^9$ ot
Životnost v provozních hodinách	$L_h = 48770$ h

Stejně jako pro vodorovnou osu byly i vypočtené hodnoty maximálních přípustných otáček a maximální dovolené provozní síly pro svislou osu porovnány s hodnotami, které se předpokládají v provozu.

$$\begin{array}{lll}
 n_{max} := 4960 \frac{\text{ot}}{\text{min}} & n_2 := 1800 \frac{\text{ot}}{\text{min}} & n_{max} > n_2 \\
 F_{kmax} := 593500 \text{ N} & F_2 := 5150 \text{ N} & F_{kmax} > F_2
 \end{array}$$

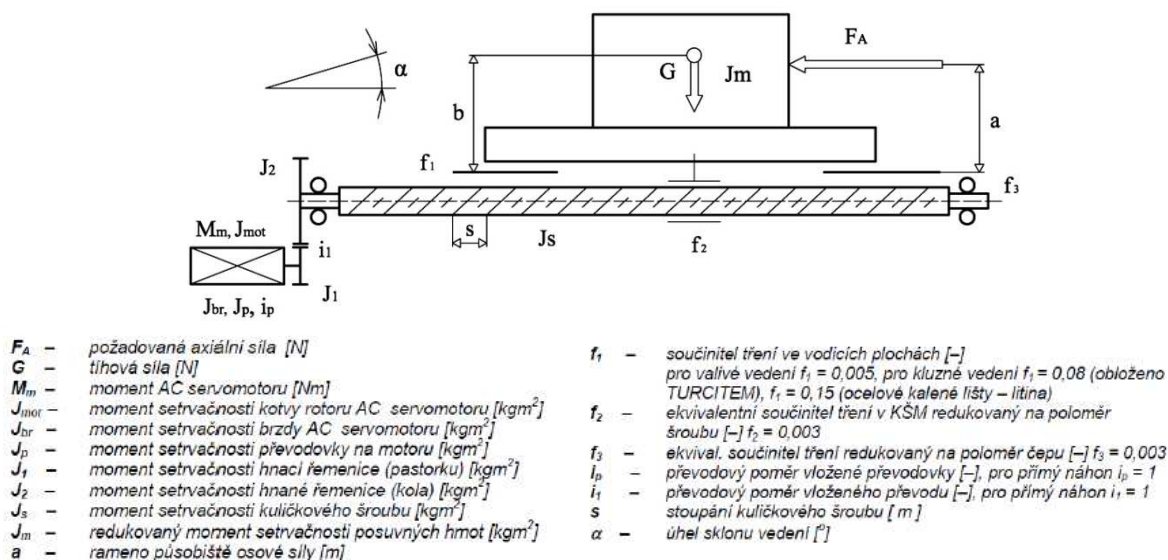
Porovnáním uvedených hodnot bylo zjištěno, že zvolený kuličkový šroub pro osu X je z pohledu otáček a zatížení dostatečně dimenzovaný.

Hodinová životnost byla porovnána s doporučenou hodnotou z tab. 19, čímž bylo zjištěno, že vypočtená životnost je pro dvousměnný provoz dostatečná.



VOLBA MOTORU

Pro výpočet parametrů potřebných pro volbu motoru byla použita metodika z přednášek, případně skript Prof. Marka. Některé parametry vstupující do výpočtu jsou naznačeny na obr. 81.



Obr. 81 Schéma posuvové osy [56]

Nejprve byla vypočtena účinnost pohonu, která vychází ze vzorce (76).

$$\eta_c := \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p \cdot \eta_1 \quad (76)$$

Kde η_c je celková účinnost pohonu [–], η_v je účinnost vedení [–], η_s je účinnost KŠM [–], η_L je účinnost ložisek [–], j je počet ložisek [–], η_p je účinnost převodovky [–], η_1 je účinnost vloženého převodu [–]. [56]

Pro výpočet účinnosti zvoleného pohonu posuvové osy Z byly do vzorce (76) dosazeny účinnosti z tab. 21.

Tab. 21 Hodnoty dílčích účinností [56]

Hodnota účinnosti	Poznámka
$\eta_v = 0,98$	Jedná se o kuličkové valivé vedení
$\eta_s = 0,92$	Platí pro běžné kuličkové šrouby
$\eta_L^2 = 0,941$	Budou použita dvě kuličková ložiska
$\eta_p = 1$	Převodovka nebude součástí motoru
$\eta_1 = 1$	Připojení motoru bude přímé

Hodnota celkové účinnosti pohonu má hodnotu $\eta_c = 0.848$.

Následuje kontrolní výpočet motoru ze statického hlediska. Do výpočtu budou vstupovat parametry uvedené v tab. 22.

Tab. 22 Parametry vstupující do výpočtů

Parametr	Hodnota
Hmotnost celku	$m = 1150 \text{ kg}$
Stoupání šroubu	$s = 0,008 \text{ m}$
Délka stolu	$L = 0,571 \text{ m}$
Rameno působíště	$a = 0,417 \text{ m}$
Vzdálenost těžiště od stolu	$b = 0,4 \text{ m}$
Průměr hřídele pro ložisko	$d_L = 0,035 \text{ m}$
Střední průměr šroubu	$d_s = 0,05 \text{ m}$
Posuvová síla od soustružení	$F_A = 5028 \text{ N}$

Potřebný krouticí moment motoru se počítá dle vzorce (77).

$$M_m := \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi} + M_{zsrhm} \quad (77)$$

Kde M_m je potřebný krouticí moment motoru [Nm] a M_{zsrhm} je součet dílčích odporových momentů [Nm]. [56]

$$M_{zsrhm} := M_G + M_{GT} + M_L + M_{KSM} + M_F \quad (78)$$

Kde M_G je moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot [Nm], M_{GT} je zátěžný moment od tíhové síly [Nm], M_L je moment zátěže od třecích sil v ložisku [Nm], M_{KSM} je moment od předepnutí kuličkového šroubu [Nm], M_F je moment zátěže od vyosení axiální síly [Nm]. [56]

Do vzorců jednotlivých momentů byly dosazovány parametry uvedené v tab. 22, případně v obr. 79. Vzhledem k tomu, že osa Z je vodorovná osa, úhel naklonění vedení $\alpha = 0^\circ$, z toho důvodu bude moment $M_{GT} = 0$. Nulový bude i moment M_F , protože je použito valivé vedení. Kompletní výpočet je přiložen do přílohy práce.

$$M_G := \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s}{2 \cdot \pi} \quad (79)$$

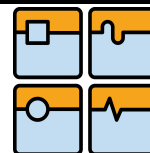
$$M_G := \frac{1150 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 0,008}{2 \cdot \pi}$$

$$M_G := 0,072 \text{ Nm}$$

$$M_L := 0,5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3 \quad (80)$$

$$M_L := 0,5 \cdot (5050 + 1150 \cdot 9,18 \cdot \cos(0) \cdot 0,005) \cdot 0,035 \cdot 0,003$$

$$M_L := 0,27 \text{ Nm}$$



$$M_{KSM} := \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot \eta_L^j} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5 \cdot (F_A + m \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2}{\eta_L^j} \quad (81)$$

$$M_{KSM} := \frac{1768 \cdot 0.008}{2 \cdot \pi \cdot 0.97^2} \cdot (1 - 0.92^2) + \frac{0.5 \cdot (5050 + 1150 \cdot 9.81 \cdot \cos(0)) \cdot 0.005 \cdot 0.003}{0.97^2}$$

$$M_{KSM} := 0.77 \text{ Nm}$$

Kde F_p je předepnutí kuličkového šroubu [N], které má hodnotu $F_p = 0,35 \cdot F_A$. [56]

$$M_{zsrhm} = 1.257 \text{ Nm}$$

Dosazením hodnot do vzorce (77) byl vypočítán potřebný krouticí moment ze statického hlediska.

$$M_m := \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi} + M_{zsrhm} \quad M_m := \frac{5050 \cdot 0.008}{2 \cdot \pi} + 1.257 \quad M_m := 7.7 \text{ Nm}$$

U posuvových os je obvykle nutné provést i dynamickou kontrolu, z níž se určí tzv. dynamický krouticí moment motoru, což je moment potřebný k rozběhu motoru z nulových otáček. Tento moment se vypočítá na základě vzorce (82).

$$M_{dm} := J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} \quad (82)$$

Kde M_{dm} je dynamický krouticí moment motoru [Nm], J_{rhm} je souhrnný moment setrvačnosti celé soustavy [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], ε_m je úhlové zrychlení motoru [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$], M_{zdrhm} je součet dynamických odporových momentů [Nm]. [56]

Souhrnný moment setrvačnosti byl vypočítán dle vzorce (83), kdy dílčí momenty jsou případně přepočítány na hřídel motoru přes převodový poměr. Ačkoli je pro přímý pohon převodový poměr roven jedné, pro správnost je ve vzorci uveden. Kompletní výpočet je uveden v příloze práce.

$$J_{rhm} := J_{mot} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} \quad (83)$$

$$J_{rhm} := 7.9 \cdot 10^{-3} + \frac{4.13 \cdot 10^{-3}}{1} + \frac{1.864 \cdot 10^{-3}}{1} \quad J_{rhm} := 0.014 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde J_{mot} je moment setrvačnosti předpokládaného motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], po provedení výpočtu byl tento moment zpětně zaměněn za moment setrvačnosti zvoleného motoru a výpočet byl zopakován, J_s je moment setrvačnosti kuličkového šroubu [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] a J_m je moment setrvačnosti posuvných hmot redukováných do osy šroubu [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], i je převodový poměr [-], pro přímý pohon $i = 1$. [56]

Úhlové zrychlení motoru bylo vypočteno pomocí vzorce (84).

$$\varepsilon_m := \varepsilon_s \cdot i \quad (84)$$

$$\varepsilon_s := \frac{a_s \cdot 2 \cdot \pi}{s} \quad (85)$$

Kde ε_s je úhlové zrychlení šroubu [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$], a_s je zrychlení stolu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]. [56]

Zrychlení stolu vypočteme dle vzorce (85) podílem rychlosti rychloposuvu, vypočtené na základě maximálních otáček kuličkového šroubu v předchozí kapitole, $v_{rp} = 0,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, a času rozběhu, jež byl zvolen jako $t_r = 0,5 \text{ s}$.

$$a_s := \frac{v_{rp}}{t_r} = 0,467 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$\varepsilon_m := \frac{a_s \cdot 2 \cdot \pi}{s} \cdot i \quad \varepsilon_m := \frac{0,467 \cdot 2 \cdot \pi}{0,008} \cdot 1 \quad \varepsilon_m := 366,80 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Hodnotu součtu dynamických odporových momentů vypočteme pomocí vzorce (86).

$$M_{zdrhm} := M_{dGT} + M_{dG} + M_{dKSM} \quad (86)$$

Kde M_{dGT} je tíhová složka zátěžného momentu [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], která je pro posuv ve vodorovné ose $\alpha = 0^\circ$ nulová. M_{dG} je moment od pasivního odporu v ložiskách [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] a M_{dKSM} je moment od pasivního odporu v matici kuličkového šroubu [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].

Dílčí momenty byly vypočteny na základě vzorců (87) a (88).

$$M_{dG} := \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s}{2 \cdot \pi} \quad (87)$$

$$M_{dG} := \frac{1150 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 0,008}{2 \cdot \pi} \quad M_{dG} := 0,072 \text{ Nm}$$

$$M_{dKSM} := \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot \eta_L^j} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot d_s \cdot f_2}{\eta_L^j} \quad (88)$$

$$M_{dKSM} := \frac{1768 \cdot 0,008}{2 \cdot \pi \cdot 0,97^2} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 1150 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 0,05 \cdot 0,003}{0,97^2}$$

$$M_{dKSM} := 0,37 \text{ Nm}$$

Dosazením vypočtených parametrů do vzorce (82) byl vypočten potřebný dynamický krouticí moment motoru.

$$M_{dm} := J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} \quad M_{dm} := 0,014 \cdot 366,781 + (0,072 + 0,37) \quad M_{dm} := 5,4 \text{ Nm}$$

Obdobný výpočet byl proveden i pro osu X. Některé parametry se však oproti uvedenému výpočtu lišily, především úhel sklonu vedení α nebyl roven nule, ale protože se jedná o svislou osu, tak $\alpha = 90^\circ$. Vypočtené hodnoty byly vloženy do tab. 23, kompletní výpočet je uveden v příloze práce.

Tab. 23 Vypočtené hodnoty potřebných krouticích momentů motoru

	Krouticí moment	Hodnota
Osa Z	Statický	$M_m = 7,7 \text{ Nm}$
	Dynamický	$M_{md} = 5,4 \text{ Nm}$
Osa X	Statický	$M_m = 14,2 \text{ Nm}$
	Dynamický	$M_{md} = 12,5 \text{ Nm}$

Na základě vypočtených hodnot bylo možné zvolit motory. Při této volbě se často používá pravidlo, že je lepší zvolit dva shodné motory i za předpokladu, že jeden nebude plně zatížen, než volit dva rozdílné. Na základě zkušenosti byly opět zvoleny motory od firmy Siemens, z jejich řady 1FK7, speciálně určené pro pohony posuvových os. Motory byly voleny podle momentů vypočtených pro osu X. Vzhledem k tomu, že osa X je svislá, bylo nutné volit motory se zabudovanou brzdou a zabudovaným odměřováním kvůli polohování. Na základě požadavků byl zvolen motor 1FK7101-2AF71-1SH, viz obr. 82, jehož základní vlastnosti jsou znázorněny v tab. 24.



Obr. 82 Motor 1FK7101-2AF71-1SH [58]

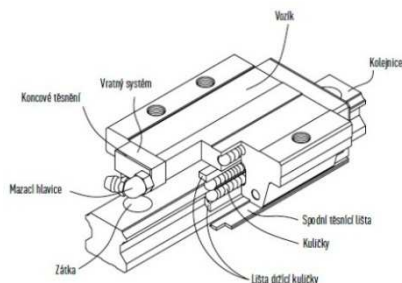
Tab. 24 Základní parametry zvoleného motoru [58]

Parametr	Jmenovité otáčky [ot/min]	Výška hřídele [mm]	Jmenovitý výkon [kW]	Statický moment [Nm]	Jmenovitý moment [Nm]
Hodnota	3000	100	4,9	27	15,5

5.7.2 VEDENÍ POSUVNÝCH OS

Jak již bylo zmíněno, pro posuvové osy bylo zvoleno kuličkové profilové vedení. Při porovnání produktů firem Hennlich a HIWIN bylo zjištěno, že vedení odpovídajících si parametrů vychází výhodněji od firmy HIWIN. Byly zvoleny vozíky s valivými elementy

typu HGW 45CC ZAH, což je vozík pro použití na obráběcích strojích s přírubou pro montáž, viz obr. 83. Ke zvolenému vozíku přísluší kolejnice typu HGR45R.



Obr. 83 Schéma valivého vozíku HGW na kolejnici HGR [57]

KONTROLNÍ VÝPOČET VALIVÉHO VEDENÍ

Pro kontrolní výpočet byla použita metodika uvedená v katalogu firmy HIWIN. Nejvíce zatížené bude vedení v ose Z, protože ponese celé sestavy suportu a vřeteníku. Zatížení vedení bylo vypočteno na základě hmotnosti uvedených částí stroje, zjištěné z modelu. Celková tíhová síla byla podělena počtem vozíků, z čehož vzešla zátěžná síla na jeden vozík. Vzhledem k tomu, že rozložení hmotnosti nebude na všech vozících rovnoměrné, násobí se tíhová síla na jeden vozík ještě koeficientem 1,2.

$$F_{g1} := 1.2 \cdot m \cdot \frac{g}{4} \quad (89)$$

Kde F_{g1} je tíhová síla na jeden vozík [N], m je hmotnost sestavy suportu a sestavy vřeteníku [kg], g je tíhové zrychlení [ms^{-2}].

$$F_{g1} := \frac{1.2 \cdot 1150 \cdot 9.81}{4} \quad F_{g1} := 3384 \text{ N}$$

Nejprve byl vypočten statický bezpečnostní faktor f ze vztahu určeného vzorcem (90). Tento faktor by pro velké zatížení měl být větší než 3, viz katalog T.E.A. TECHNIK. [63]

$$f := \frac{C_o}{F_{g1}} \quad (90)$$

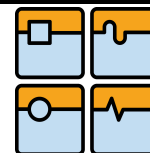
$$f := \frac{155930}{3384} \quad f := 46.1$$

Kde f je statický bezpečnostní faktor [-], C_o je statická únosnost vedení [N], která má pro zvolené vedení hodnotu $C_o=155930 \text{ N}$. [57]

Výpočet nominální životnosti L_1 vychází ze vzorce (91) a mimo jiné do něj vstupují koeficienty zahrnující vliv tvrdosti vedení, teploty okolí a pracovních podmínek.

$$L_1 := \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_d}{f_W \cdot P} \right)^3 \cdot 50000 \quad (91)$$

Kde L_1 je nominální životnost [m], f_H je faktor tvrdosti [-], f_T je faktor teploty [-], f_W je faktor zatížení [-], C_d je dynamická únosnost vedení [N], P je ekvivalentní zatížení [N]. [57]



Standardní tvrdost oběžných drah lineárního vedení bývá 58 HRC, čemuž odpovídá faktor tvrdosti $f_H = 1$, pokud by tato tvrdost byla nižší, ovlivnilo by to statickou i dynamickou únosnost. Ve výpočtu byla uvažována standardní tvrdost. Faktor teploty f_T se snižuje od jedné pouze v případě, že teplota prostředí, ve kterém vedení pracuje, bude vyšší nežli 100 °C, což v tomto případě nebude. Faktor zatížení zohledňuje způsob namáhání. Vzhledem ke střednímu zatížení byl na základě tabulky v katalogu HIWIN zvolen faktor zatížení $f_W = 2$. Dynamická únosnost pro zvolené vedení má hodnotu $C_d = 77570$ N. [57]

$$L_1 := \left(\frac{C_d}{f_W \cdot F_{g1}} \right)^3 \cdot 50000 \quad L_1 := \left(\frac{77570}{2 \cdot 3384} \right)^3 \cdot 50000 \quad L_1 := 7.53 \cdot 10^7 \text{ m}$$

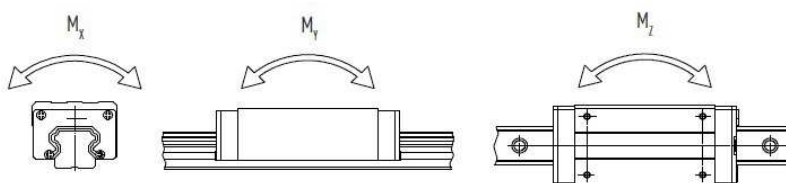
Hodinová životnost byla vypočtena ze vzorce (92) na základě nominální životnosti.

$$L_h := \frac{L_1}{(v_r \cdot 60)} \quad (92)$$

Kde L_h je hodinová životnost [h], v_r je rychlost rychloposuvu [m/min] vypočtená na základě maximálních otáček, použitých při kontrolním výpočtu kuličkového šroubu. $v_r = 14,4$ m/min. [57]

$$L_h := \frac{L_1}{(v_r \cdot 60)} \quad L_h := \frac{7.528 \cdot 10^7}{(14.4 \cdot 60)} \quad L_h := 87130 \text{ h}$$

Vzhledem k tomu, že doporučené hodnoty hodinové životnosti nebyly k dispozici, při hodnocení výsledků se vycházelo z doporučených životností pro ostatní prvky konstrukce. Doporučená hodinová trvanlivost pro vřetenová ložiska při dvousměnném provozu je v rozmezí 30000 až 40000 hodin a doporučená hodinová životnost pro kuličkové šrouby se pohybují v intervalu 40000 až 50000 hodin. Na základě těchto hodnot a vypočtené hodnoty bylo vzato dimenzování vedení za dostatečné. Vzhledem k tomu, že zatížení vedení na ose X bude výrazně menší, výpočet životnosti vedení pro tuto osu by byl zbytečný. Byla provedena pouze kontrola na maximální moment působící na vedení.



Obr. 84 Působení jednotlivých momentů na vozík [57]

Největší síla, která bude působit na vedení osy X, bude posuvová složka řezné síly vzniklé od soustružení $F_{FS} = 5028$ N, uvedená např. v tab. 10 v kapitole 5.2.1. Tato síla bude způsobovat zatěžovací moment M_{x1} , jež byl vypočten ze vzorce (93).

$$M_{x1} := F_{FS} \cdot x \quad (93)$$

Kde M_{x1} je zátěžný moment působící na vozík [Nm], x je rameno, na kterém síla F_{FS} působí [m].

$$M_{x1} := 5028 \cdot 0.2$$

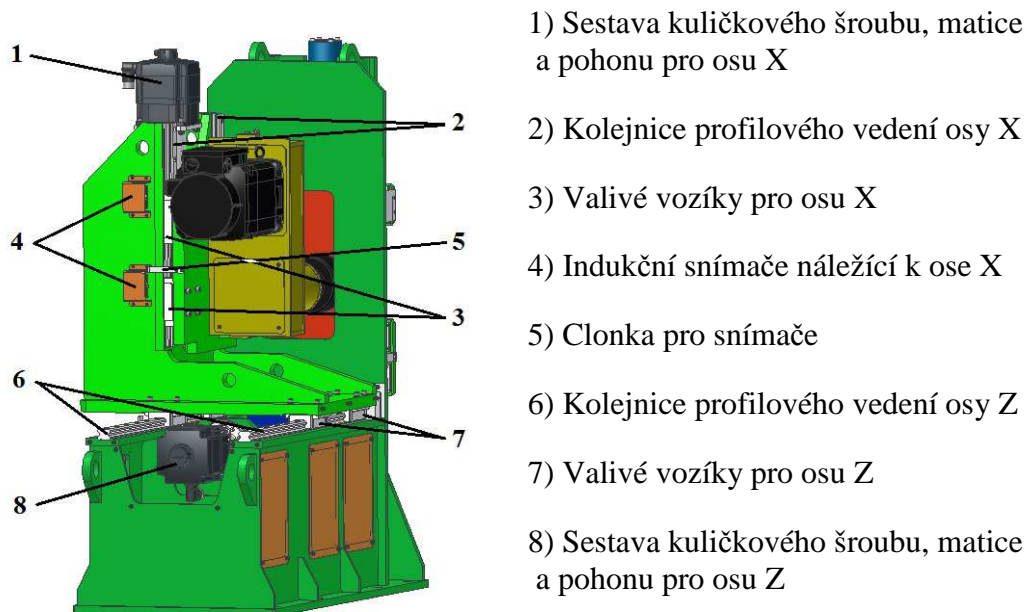
$$M_{x1} := 1006 \text{ Nm}$$

$$M_x > M_{x1}$$

Kde M_x je maximální dovolený zátěžný moment na vedení [Nm], z katalogu firmy HIWIN byla určena jeho hodnota jako $M_x = 3010 \text{ Nm}$. [57]

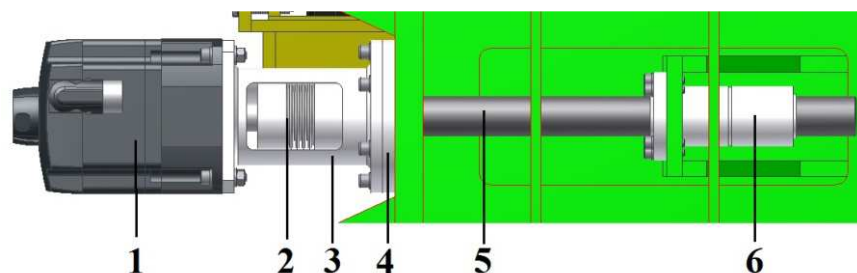
ROZLOŽENÍ VEDENÍ NA STROJI

O tom jak jsou jednotlivé části posuvových soustav situovány na stroji, vypovídá obr. 85.



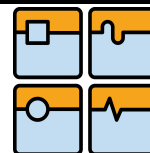
Obr. 85 Rozložení posuvových jednotek

Zabudování jednotlivých částí posuvových soustav do stroje bylo provedeno na základě možných způsobů instalace doporučených výrobcem. Ačkoli to nemusí být na první pohled patrné, vedení v obou osách bude osazeno čtyřmi vozíky. Součástí obou os budou i indukční snímače, které budou v případě chyby resolveru bránit najetí suportu, nebo desky suportu do havarijní polohy, případně vytočení matice z kuličkového šroubu, či dokonce přejetí konce profilového vedení. Pro tyto účely byly zvoleny indukční snímače BES M18MI – PSC80B – S04G od firmy BALLUFF. Jednotlivé součásti sestavy kuličkového šroubu, matice a pohonu jsou znázorněny na obr. 86.



Obr. 86 Detail sestavy kuličkového šroubu, matice a pohonu

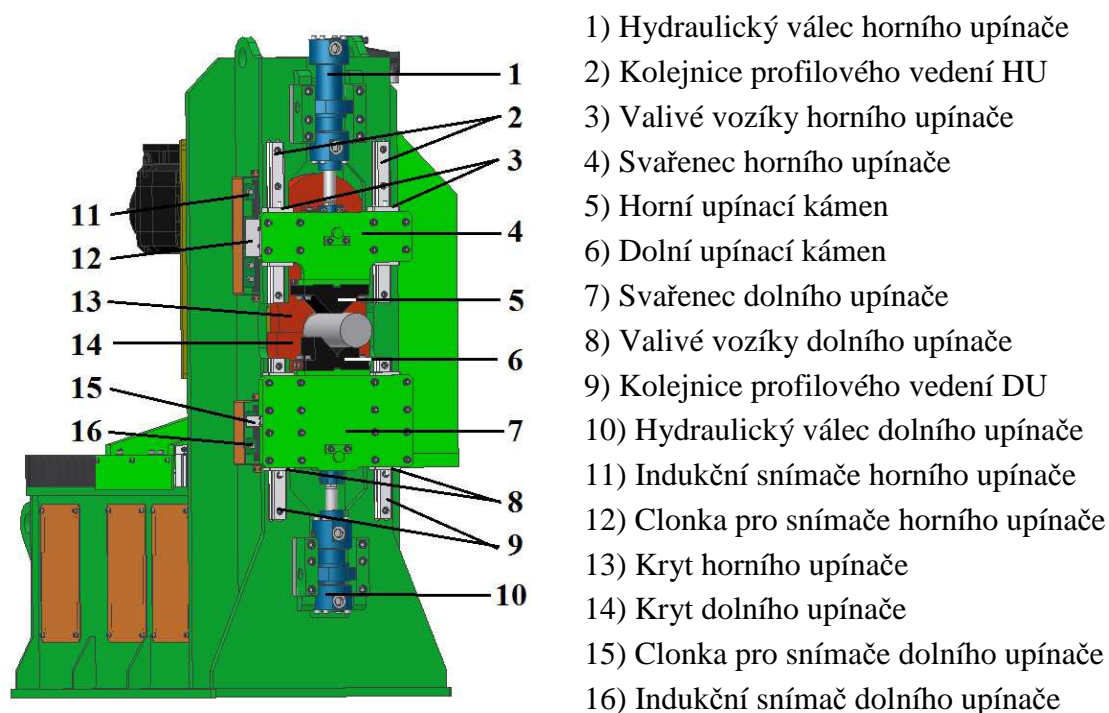
Kde 1 – motor 1FK7101-2AF71-1SH, 2 – vlnovcová spojka BK 150, 3 – mezikus, 4 – příruba s ložisky, 5 – kuličkový šroub K50 x 8, 6 – matice AP+A



Kuličkový šroub bude osazen speciálním k tomu určeným radiálně – axiálním ložiskem LKSF 35110, jež bude dotaženo pomocí stahovací matice ZM35. K rámu bude ložisko připevněno pomocí příruby. Na přírubu bude navazovat mezikus motoru, který bude sloužit kupevnění motoru a zároveň i k zakrytí vlnovcové spojky. Ve střední části mezikusu bude vytvořen servisní otvor pro nastavení a údržbu vlnovcové spojky, jejímž úkolem je přenést požadovaný krouticí moment pomocí per, a zároveň zamezit přenosu odchylek, případně vibrací z motoru do šroubu. Kuličková matice bude přišroubována buď k suportu, případně k desce suportu prostřednictvím k tomu uzpůsobené konzoly.

5.8 NÁVRH UPÍNACÍHO MECHANISMU

Upínací mechanismus bude sloužit k upnutí obráběných tyčí a tím i k zamezení jakémukoli pohybu, který by mohl vzniknout vlivem zatížení od řezného procesu. Je nutné, aby mechanismus spolehlivě upnul tyče všech požadovaných rozměrů. Z toho důvodu byly navrženy upínací kameny, z nichž spodní je prizmatického tvaru. Upínací mechanismus je znázorněn na obr. 87.



Obr. 87 Upínací mechanismus

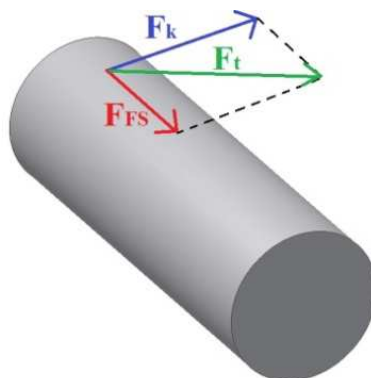
- 1) Hydraulický válec horního upínače
- 2) Kolečnice profilového vedení HU
- 3) Valivé vozíky horního upínače
- 4) Svařenec horního upínače
- 5) Horní upínací kámen
- 6) Dolní upínací kámen
- 7) Svařenec dolního upínače
- 8) Valivé vozíky dolního upínače
- 9) Kolečnice profilového vedení DU
- 10) Hydraulický válec dolního upínače
- 11) Indukční snímače horního upínače
- 12) Clonka pro snímače horního upínače
- 13) Kryt horního upínače
- 14) Kryt dolního upínače
- 15) Clonka pro snímače dolního upínače
- 16) Indukční snímač dolního upínače

Základem upínacího mechanismu je dvojice ocelových upínacích kamenů, které jsou přišroubovány na pojízdný svařenec horního, respektive dolního upínače. Vzhledem k nutnosti přenášení poměrně velkých sil pocházejících na jednu stranu z obráběcího procesu a na druhou stranu od hydraulických válců, bylo nutné tomu přizpůsobit nejen návrh svařenců, ale i jejich vedení. Pro vedení dolního upínače byly zvoleny kolejnice HGR45R a vozíky HGW 45CC ZAH, stejného typu, jako u ostatních os. Osazení horního upínače čtyřmi vozíky stejně jako v případě dolního upínače nebylo možné z důvodu velkých rozměrů. Proto byly použity dva vozíky HGW 45HC ZAH, které disponují vyšší únosností, díky větší délce vozíku a tím i delší styčné ploše vozíku a kolejnice. Vedení bylo kontrolováno pomocí výpočtů, které jsou uvedeny v příloze práce. Vzhledem k malé posuvové rychlosti a minimálnímu zatížení během pohybu, byly kontrolovány pouze

maximální dovolené momenty vedení. Tlačná síla bude vyvíjena pomocí hydraulických válců. Jejich velikost byla určena na základě výpočtu, jež bude uveden v kapitole 5.8.1. Poloha obou upínačů bude hlídána pomocí indukčních snímačů stejných, jako v případě posuvových os. Spodní snímač bude mít jen malý zdvih a pouze dvě polohy, které budou signalizovat indukční snímače jako sevřeno a otevřeno. Tyto dvě polohy u spodního upínače jsou nutné s ohledem na konstantní výšku tyčí na příváděcím roštu. Tato výška byla zadána jako 1000 mm. Horní upínač bude mít více snímačů. Jeden z nich bude signalizovat polohu otevřeno. Další budou využívány tak, že při upínání tyče pojedou horní upínač maximální rychlostí, a jakmile clonka začlení snímač, jenž bude pro daný průměr tyče aktivní, rychlost se zpomalí na rychlost přibližovací. Čtveřice snímačů sloužících pro uvedený účel bude nastavena do patřičných poloh na základě nejčastěji obráběných průměrů. Pohyb válce horního upínače při upínání se zastaví pomocí tlakového vypínače. Tlak v horním válci musí být menší, než ve válci spodním, aby nedošlo k jeho přetlačení a tím i změně polohy. V závislosti na jednotné poloze dolního upínače se bude s průměrem tyče měnit i poloha její osy rotace. Ta se však bude dopočítávat na základě známé polohy a úhlu prizmatu dolního upínače a polohování vřetene bude probíhat pomocí nepřímého odměřování v motorech posuvových os.

5.8.1 KONTROLNÍ VÝPOČET UPÍNAČE

Nejdříve byl proveden výpočet sil od hydraulických válců s ohledem na maximální zatížení od obrábění. Toto zatížení bude větší u soustružení a bude se skládat z posuvové složky řezných sil F_{FS} , jejíž hodnota je $F_{FS} = 5028$ N, a ze síly od krouticího momentu F_k . Tato síla je díky závislosti krouticího momentu shodná pro všechny průměry a její velikost je $F_k = 10100$ N. Uvedené síly byly vektorově sečteny, viz vzorec (94). Působení sil je znázorněno na obr. 88.

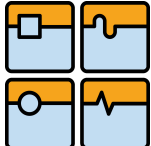


Obr. 88 Znázornění sil na obráběné tyči

$$F_{t1} := \sqrt{(F_k)^2 + (F_{FS})^2} \quad (94)$$

Kde F_{t1} je vektorový součet působících sil [N].

$$F_{t1} := \sqrt{(12080)^2 + (5028)^2} \quad F_{t1} := 13080 \text{ N}$$

Str. 109	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

S použitím dvou upínačů, bude potřebná třecí síla vyvinutá na jednom upínacím kameni poloviční. Základní výpočet třecí síly se provádí pomocí vzorce (95).

$$F_t := F_N \cdot f_0 \quad (95)$$

Kde F_t je třecí síla [N], F_N je normálová síla [N] a f_0 je koeficient statického tření [-].

Koeficient statického tření byl vzat ze strojnických tabulek. Pro kontakt mezi dvojicí ocelových těles, přičemž kontaktní plochy budou suché (nemazané), je hodnota statického koeficientu tření v rozmezí $f_0 = 0,15$ až $0,2$. Kvůli dostatečnému dimenzování byla vzata nejmenší hodnota koeficientu z uvedeného rozmezí, čili $f_0 = 0,15$. [53]

$$F_N := \frac{F_{t1}}{f_0} \quad (96)$$

Kde F_N je normálová síla [N], čili síla, kterou musí hydraulický válec vyvinout.

$$F_N := \frac{\frac{13080}{2}}{0.15} \quad F_N := 43600 \text{ N}$$

Při volbě hydraulického válce je jedním z rozhodujících faktorů průměr pístu. Na základě definice tlaku byl odvozen vzorec (97).

$$S_{\text{pistu}} := \frac{F_N}{p} \quad (97)$$

$$S_{\text{pistu}} := \frac{43600}{16 \cdot 10^6} \quad S_{\text{pistu}} := 2.725 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Kde S_{pistu} je plocha pístu [m^2], a p je tlak tlakové kapaliny ve válci [Pa]. Standardně má v průmyslové praxi tento tlak hodnotu $p = 16 \cdot 10^6 \text{ Pa}$.

Průměr pístu bude vypočten na základě upraveného vzorce pro výpočet plochy kruhu, viz vzorec (98).

$$D_{\text{pistu}} := \sqrt{\left(\frac{4 \cdot S_{\text{pistu}}}{\pi} \right)} \quad (98)$$

$$D_{\text{pistu}} := \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 2.725 \cdot 10^{-3}}{\pi} \right)} \quad D_{\text{pistu}} := 0.059 \text{ m}$$

Kde D_{pistu} je průměr pístu [m].

Pro pohon upínačů byly zvoleny hydraulické válce od firmy Rexroth BOSCH. Z uvedených výpočtů je patrné, že průměr pístu by měl být větší než $D_{\text{pistu}} = 59 \text{ mm}$. Z nabídky byly zvoleny písty CDM1 MT4 s průměrem pístu $D_p = 63 \text{ mm}$ a průměrem pístnice $D_{pi} = 36 \text{ mm}$. Dle potřebné délky zdvihu byl pro dolní upínač zvolen válec se zdvihem $v_1 = 80 \text{ mm}$ a pro horní upínač $v_2 = 170 \text{ mm}$. Nominální hodnota tlaku pro tyto

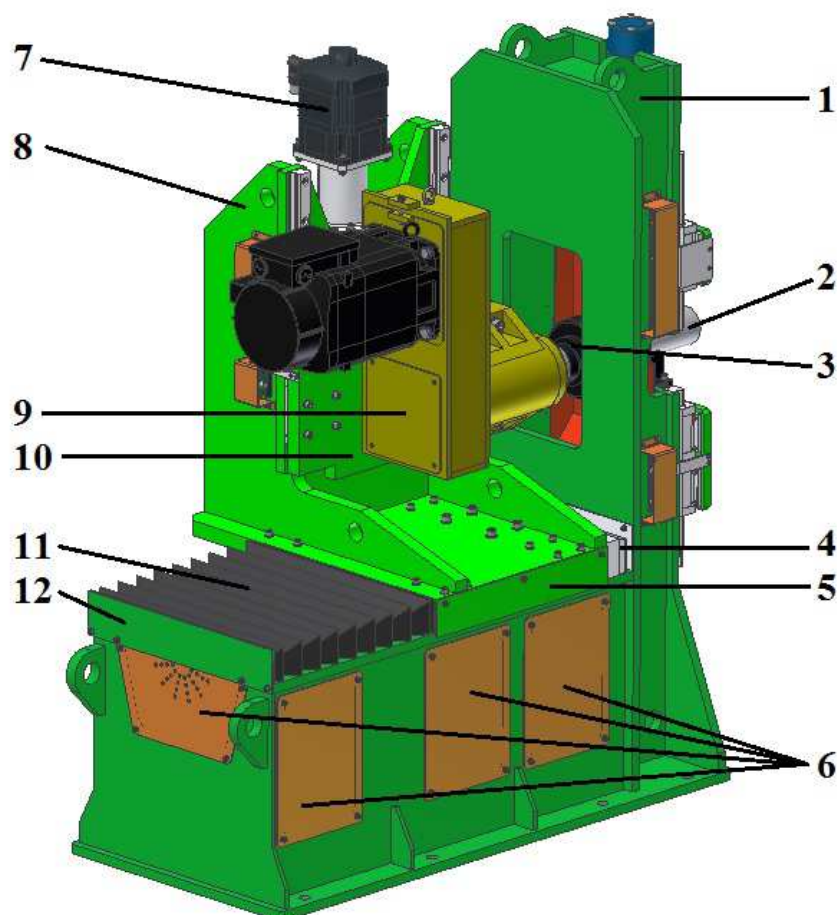
válců odpovídá tlaku p , obvyklému v průmyslové praxi. Konec pístnice byl osazen přípojovacím okem CGKD 40, jež umožňuje i naklápění, což zamezí případné možnosti ohybu pístnice. Upevnění válce bylo zvoleno MT4, což je upevnění pomocí dvojice čepů situovaných ve středu hydraulického válce. Tímto typem upevnění se výrazně zkrátí výška válce. Uvedené hydraulické válce jsou znázorněny na obr. 89.



Obr. 89 Hydraulický válec CDM1 MT4

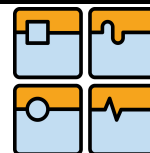
5.9 SHRUTÍ VLASTNÍ KONSTRUKCE

V rámci kapitoly 5 byl proveden návrh odhroťovacího stroje dle zadaných parametrů. Výsledná konstrukce je znázorněna na obr. 90.

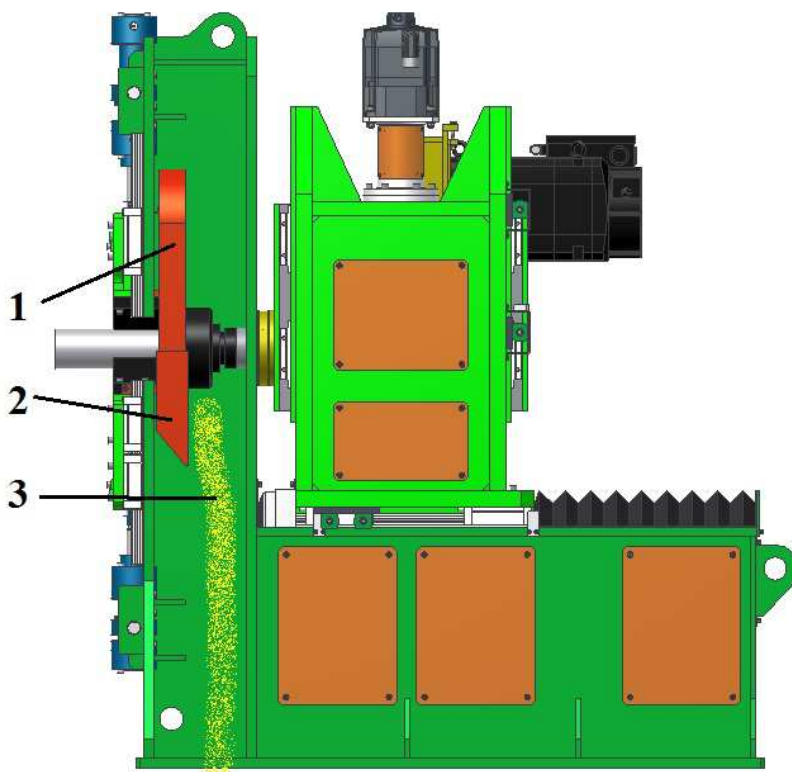


Obr. 90 Odhroťovací stroj model

Kde 1 – svařenec lože, 2 – obrobek, 3 – odhroťovací hlava, 4 – teleskopický kryt Lin-Tech 1044885, 5 – ochranný kryt, 6 – kryty servisních otvorů, 7 – motor posuvu osy X, 8 – svařenec suportu, 9 – sestava vřeteníku, převodové skříně a pohonu, 10 – deska suportu, 11 – shrnovací měch Lin-Tech 1044791, 12 – krycí plech.

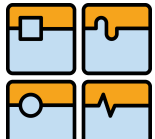


Z důvodu bezpečnosti bude nutné zamezit přístup obsluhy k pohybujícím se dílům. Ačkoli se předpokládá, že bude omezen, případně hlídán přístup obsluhy ke stroji jako celku, bylo nutné zabezpečit přístup obsluhy, a zároveň i nečistot k pohybujícím se součástem stroje. Proto byly servisní otvory zakryty plechovými kryty (pozice 6). V případě vedení byl prostor mezi suportem a stojanovou částí lože kryt teleskopickým krytem (pozice 4) vyrobenými z oceli, které bylo nutné použít s ohledem na možnost dopadu horkých třísek z obráběcího procesu. Část vedení mezi suportem a krycím plechem (pozice 12), jež bude mimo možný dopad horkých třísek, bude ochráněna shrnovacím měchem (pozice 11). Jak již bylo uvedeno v kapitole 5.5, předpokládá se, že odvod třísek, vznikajících řezným procesem, bude prováděn transportním pásem umístěným v podlaze pod strojem. Třísky budou od nástroje padat skrze sloupovou část a základní desku lože, viz obr. 91.



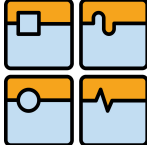
Obr. 91 Schéma odvodu třísek ze stroje

Kde 1 – horní kryt, 2 – dolní kryt, 3 – třísky.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 112
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6 POPIS FUNKCE

Na základě požadovaného úhlu sražení a průměru tyče dojde k nastavení nástroje. Obdobné nastavení proběhne i v řídicím systému, kvůli hloubce sražení, řezným rychlostem a polohování horního upínače. Na začátku pracovního cyklu bude pomocí transportního roštu neodhrocená tyč dopravena do polohy potřebné pro upnutí. Následně dolní upínač přejede z polohy otevřeno do polohy sevřeno, která bude signalizována indukčním snímačem. Současně se bude rychloposuvem přibližovat horní upínač, dokud clonka neprotne indukční snímač, jenž bude aktivní pro daný průměr. Od toho okamžiku se bude pohybovat přibližovací rychlostí, a jakmile bude ve válci indikován požadovaný tlak, přívod tlakové kapaliny se uzavře. Následně se roztočí vřeteno, během čehož se bude vřeteník polohovat v ose Z, do polohy odvislé od požadované hloubky zarovnání čela tyče. V dalším kroku se začne pohybovat ve svislé ose X směrem dolů, čímž dojde k frézování čela. Po vyjetí spodní části nástroje ze záběru, se vřeteník nadále pohybuje v ose X, dokud nebude osa rotace nástroje shodná s osou rotace obráběné tyče. Během toho dojde k upravení otáček vřetene na hodnotu určenou pro srážení hran tyče daného průměru. Následně se vřeteník pohybuje pracovní posuvovou rychlostí v ose Z až do bodu, definovaného hloubkou sražení. V některých případech zůstane po sražení hran v dané poloze, přičemž dochází k tzv. vyhlazení obrobeného povrchu. Následně vřeteník odjede od obrobené tyče do výchozí polohy. Dojde k uvolnění tyče z upínačů a k jejímu transportu pomocí roštu a současnému zavedení další tyče.

Str. 113	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout odhroťovací stroj, který by umožňoval zarovnávat čela a srážet hrany tyčí s kruhovým průřezem dle zadaných parametrů. Úvodem byla vytvořena rešerše používaných možností v rámci konstrukce obráběcích strojů, na jejímž základě bylo možné provést samotný návrh.

V rámci zadaných parametrů byly i meze pevnosti a kluzu materiálu tyčí, jenž by stroj měl obrábět. Při analýze zatížení, jímž budou řezné síly stroj zatěžovat, bylo zjištěno, že pro daný materiál nejsou dostupné tabulkové hodnoty pro výpočet řezných sil. Na základě konzultací se dospělo k závěru, že pro konkrétní vzorky tyčí bude nejlepší, parametry pro výpočet zatížení naměřit. Z naměřených výsledků bylo vypočteno zatížení, které bude na stroj působit jak při zarovnání čela, což je operace velmi podobná frézování, tak při srážení hran, které je podobné soustružení.

V další části práce byly vytvořeny varianty návrhu, které se lišily především v použitém nástroji, od něhož se odvíjely i rozdíly v konstrukcích. Byla zvolena druhá varianta, jež předpokládala použití speciálního nástroje vyvinutého pouze pro tyče s kruhovým průřezem.

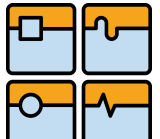
V rámci zpracovávání zvolené varianty byl proveden návrh vřetene. Před samotným návrhem bylo nutné určit veškeré parametry, které budou mít vliv na rozměry, tvar či materiál vřetene. Tyto parametry byly určeny na základě výpočtů, popřípadě rozměrů zvolených dílů, jež budou na vřeteno navázány. Část těchto parametrů byla určena s volbou pohonu vřetene. S potřebou vysokých krouticích momentů a relativně nízkých otáček bylo rozhodnuto, že mnohem výhodnější bude připojit motor k vřetenu prostřednictvím převodu ozubeným řemenem. Dále byl proveden výpočet optimální vzdálenosti ložisek, na základě vypočteného zatížení pro obě operace. Při volbě uložení vřetene byla zvolena vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, jejichž potřebná životnost byla ověřena výpočtem. Jedním z požadavků bylo i to, aby nástroj byl do vřetene upínán pomocí manuálního upínacího mechanismu, jehož rozměry také kladly jisté nároky na tvar a rozměry vřetene. Se získáním všech parametrů bylo možné přejít k samotnému návrhu vřetene. Navržené vřeteno bylo ještě zkontrolováno pevnostním výpočtem.

Na základě navrženého vřetene a na něj navazujících komponent byl navržen celý vřeteník, který umožňoval axiálně volné uložení zadních ložisek a axiálně nepohyblivé uložení předních (hlavních) ložisek. Na vřeteník byla navázána i převodová skříň, ukrývající převod, k níž byl připevněn i motor vřetene.

Nedílnou součástí sestavy vřeteníku je i nástroj, který by bylo možné buď vyvinout, nebo jej zadat jako subdodávku firmě, jež se výrobou nástrojů zabývá. S ohledem na kusovou výrobu stroje byla zvolena varianta se zadáním požadavků na nástroj dodavatelské firmě.

V závislosti na použití již navržených, případně předpokládaných dílů byly navrženy zbylé díly základního rámu konstrukce, jako jsou suport, deska suportu a lože, které budou mezi sebou propojeny posuvovými soustavami. Opět s ohledem na předpokládané množství vyrobených strojů byla u uvedených dílů zvolena svařovaná konstrukce.

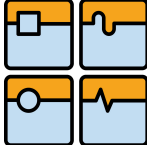
Posuv v ose X bude provádět deska suportu spolu s na ni připevněnými díly. V ose Z se kromě těchto dílů bude účastnit i svařenec suportu. Z toho důvodu bylo nutné hmotnosti těchto dílů zahrnout do kontrolního výpočtu posuvových os. Pro obě osy bylo zvoleno profilové valivé vedení a pohon pomocí kuličkového šroubu a matice. V závislosti na vypočteném zatížení těchto os byly zvoleny i motory potřebných parametrů. Z bezpečnostních důvodů budou krajní a havarijní polohy hlídány indukčními snímači.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 114
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Upínání obráběných tyčí bylo navrženo tak, aby bez nutnosti výměny jakéhokoli dílu bylo schopné upnout tyč jakéhokoli průměru z požadovaného intervalu. Pro vyvození upínací síly byla použita dvojice hydraulických válců. Volba těchto válců byla podložena příslušným výpočtem. Horní i dolní upínač byly uloženy na profilovém valivém vedení stejného typu, jež bylo použito pro vedení os. Polohování upínačů je prováděno pomocí indukčních snímačů. S ohledem na přesnost tohoto polohování je vřetenem s nástrojem polohováno pomocí nepřímého odměřování, jímž jsou vybaveny oba motory posuvových os.

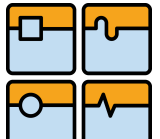
Součástí konstrukce je i krytování, ať už se jedná o plechové kryty servisních otvorů, či krytování vedení pomocí krycího měchu, teleskopického krytu nebo krycích plechů.

V rámci této diplomové práce nebyly řešeny elektrické, datové ani hydraulické obvody. Navržený odhroťovací stroj splňuje veškeré požadavky a cíle práce uvedené v zadání diplomové práce. Navíc výsledky měření řezných sil, provedeného v rámci této práce, může být použito při návrhu dalších strojů, které by obráběly shodné materiály.

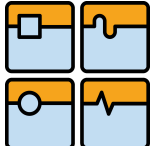
Str. 115	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [4] KSK. *KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM* [online]. 2014 [cit. 2015-01-20]. Dostupné z: <http://www.ks-kurim.cz/kulickove-srouby/>
- [5] MAREK, Jiří. *Lineární posuvové soustavy: morfologie*. Hulín, 2012. Studijní podpora. FSI VUT v Brně.
- [6] HOLUB, Michal. *Výpočty a simulace v konstrukci strojů: Základy stavby obráběcích strojů*. Brno, 2013. Studijní podpora. FSI VUT v Brně.
- [7] KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM, a.s. *Produktový katalog*. Kuřim, 2012. Dostupné z: http://www.ks-kurim.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Produktovy_katalog_2012_CZE.pdf
- [8] REM-TECHNIK S.R.O. *Pohon s ozubeným hřebenem* [online]. Brno, 2014 [cit. 2015-01-20]. Dostupné z: <http://www.rem-technik.cz/pohyb-pohony-prevody/pohon-s-ozubenym-hrebenem/>
- [9] Přímé lineární elektromotory se využívají zatím zdrženlivě – leč světoví dodavatelé již neváhají. *Technický týdeník* [online]. 2006, Archiv [cit. 2015-01-21]. Dostupné z: http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/prime-linearni-elektromotory-se-vyuzivaji-zatim-zdrzenlive-lec-svetovi-dodavatele-jiz-nevahaji_13430.html
- [10] VUES. *Lineární motory* [online]. Brno, 2012, 20.1.2015 [cit. 2015-01-21]. Dostupné z: http://www.vues.cz/cs/produkty/servomotory_a_linearni_motory/linearni_motory
- [11] RAVEO MOTION. *Lineární motory ECOLIN* [online]. 2015 [cit. 2015-01-21]. Dostupné z: <http://raveo.cz/linearni-motory-jat>
- [12] VUES BRNO S.R.O. *Lineární motory: Produktový katalog*. Brno, 2012. Dostupné z: http://www.vues.cz/file/424/CZ_LIN-OBECNE_020909.PDF
- [13] SIEMENS. *Linear Motors 1FN3: Motors-Siemens* [online]. 2015 [cit. 2015-01-21]. Dostupné z: <http://w3.siemens.com/mcms/mc-solutions/en/motors/motion-control-motors/simotics-l-linear-motor/linear-motors-1fn3/pages/linear-motors-1fn3.aspx>
- [14] STRACH, Eduard, Matěj SULITKA a Martin MAREŠ. *Hydrostatické vedení obráběcích strojů. MM průmyslové spektrum* [online]. 2013, č. 7 [cit. 2015-01-22].

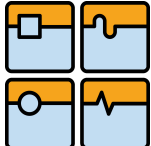
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 116
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- Dostupné z: <http://www.cnckonstrukce.cz/clanek-118/hydrostaticka-vedeni-obrabecich-stroju.html>
- [15] SMALLTEC GMBH & CO. KG. *Shop for linear technology from Smalltec GmbH & Co. KG: angular flat cages Typ RW25-Al-G2* [online]. 2011 [cit. 2015-01-22]. Dostupné z: http://smalltec.de/shop/product_info.php?language=en&info=p3607_angular-needle-roller-flat-cages-typ-r25-al-g2.html&
- [16] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG. *INA Germany: Ball bearings, Combined axial/radial bearings, Driven linear units*: [online]. 2015 [cit. 2015-01-22]. Dostupné z: <http://www.ina.de/content.ina.de/en/>
- [17] KABELSCHLEPP SYSTEMTECHNIK SPOL. S.R.O. *KABELSCHLEPP SYSTEMTECHNIK spol. s.r.o.: Nosiče energie, ochrana vodičích plôch, Dopravníkové systémy*: [online]. 2011 [cit. 2015-01-26]. Dostupné z: http://kabelschlepp.de/sk/index_sk.htm
- [18] Uspořádání ložisek. SKF GROUP. *SKF Group: Ložiska a jednotky Řešení mazání Mechatronika Těsnění Služby Bezdemontážní diagnostika Lineární pohyb* [online]. 2015 [cit. 2015-01-27]. Dostupné z: http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/bearing-arrangement-design/bearing-arrangements/index.html?WT.oss=Uspo%C5%99%C3%A1d%C3%A1n%C3%AD%20lo%C5%BEisek&WT.z_oss_boost=0&tabname=V%C5%A1e&WT.z_oss_rank=3
- [19] MAREK, Jiří. *Vřetena obráběcích strojů*. Hulín, 2012. Studijní podpora. FSI VUT v Brně.
- [20] SIEMENS. *SINAMICS S120 2SP1 ECS Motor Spindle: Configuration Manual*. Nürnberg, Německo, 2012. Dostupné z: http://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll/csfetch/49202670/2SP1_PJ_021_1_en.pdf?func=cslib.csFetch&nodeid=49203976&forcedownload=true
- [21] BORO VAN, Petr. Rozhraní držák obráběcí stroj. *T-support: trvalá podpora vašich provozů* [online]. 2012 [cit. 2015-02-02]. Dostupné z: <http://www.t-support.cz/?rubrika=1470>
- [22] MT NÁSTROJE. *MT nástroje: www.i-frezy.cz* [online]. 2008 [cit. 2015-02-02]. Dostupné z: <http://www.i-frezy.cz/i-frezy/eshop/24-1-Redukce/432-3-pro-nastroje-s-ISO-stopkou>
- [23] GÜHRING. *GM 300: Toolholders, clamping systems and accessories*. 62. vyd. Albstadt, 2014. Dostupné z: http://www.guehring.de/pdf/GM300_2014_en.pdf
- [24] OTT-JAKOB GMBH & CO, Spanntechnik. *Modular Clamping Technology*. Lengenwang, 2013. Dostupné z: http://www.ott-jakob.de/images/katalog_e.pdf
- [25] End Finishing Machines. *Leistritz* [online]. 2014 [cit. 2014-12-30]. Dostupné z: http://www.leistritzcorp.com/machine_tools_products_end_finishing.cfm

Str. 117	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [26] Chamfer Tools. *Big Kaiser* [online]. 2014 [cit. 2014-12-30]. Dostupné z: <http://www.bigkaiser.com/c-cutter-mini.php>
- [27] ŽĐAS, a.s. *Inspekční a rovnací linky na kulatinu*. Žďár nad Sázavou, 2011.
- [28] FOERSTER TECOM, s.r.o. *CIRCOGRAPH: Snímací systémy*. Reutlingen, 2010.
- [29] FOERSTER TECOM, s.r.o. *CIRCOFLUX: Sensor systems*. Reutlingen, 2010.
- [30] BORSKÝ, Václav. *Jednoúčelové obráběcí stroje*. Vyd. 2., přeprac. Brno: Ediční středisko VUT, 1989, 201 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0031-5.
- [31] BORSKÝ, Václav. *Jednoúčelové a víceúčelové obráběcí stroje*. Vyd. 2., přeprac. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 200 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0175-3.
- [32] MAREK, Jiří. *Nosné struktury CNC obráběcích strojů - rámy*. Hulín, 2012. Studijní podpora. FSI VUT v Brně.
- [33] 3D měření 5M. 5M. 5M [online]. 2012 [cit. 2015-01-13]. Dostupné z: <http://www.5m.cz/cz/3d-mereni/>
- [34] CHLADIL, J.-HUMÁR, A.: *Teorie obrábění-příklady a cvičení*. 1.vyd. FSI VUT Brno, 1991, 64 s
- [35] REICHL, Jaroslav. *Encyklopedie fyziky: Piezoelektrický jev* [online]. 2006, 2015 [cit. 2015-02-20]. Dostupné z: <http://fyzika.jreichl.com/main/article/view/419-vysvetleni-jevu>
- [36] KISTLER GROUP. *Multicomponent Dynamometer: Type 9257B*. Winterthur, Switzerland, 2009. Dostupné z: http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&ved=0CCkQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.kistler.com%2Fcz%2Fen%2Fproducts%2Fcomponents%2Fforce-sensors%2F%3Ftype%3D669%26fid%3D1108&ei=nOWrVJzvH8W1Uanig6gL&usg=AFQjCNF2VASXtFJUyh7aB6YWc95yFjXDXw&sig2=L_TW0txP0HJkffaM16pLnw&bvm=bv.82001339,d.d24
- [37] KOCMAN, Karel. *Technologické procesy obrábění*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 330 s. ISBN 978-80-7204-722-2.
- [38] KARPÍŠEK, Zdeněk. *Matematika IV: statistika a pravděpodobnost*. 3. dopl. vyd. Brno: CERM, 2007, 170 s. ISBN 978-80-214-3380-9.
- [39] OMES, Jiří. *Stavba výrobních strojů, Tvářecí stroje: Válcovací a rovnací stroje*. Žďár nad Sázavou, 2014. Studijní podpora. FSI VUT v Brně.

- [40] WALTER TOOLS. *Souhrnný katalog 2012*. Kuřim, 2012. Dostupné z: <http://www.walter-tools.com/SiteCollectionDocuments/downloads/global/catalogues/cs-cz/general-catalogue-2012-cz.pdf>
- [41] WU, Baohai, Xue YAN, Ming LUO a Ge GAO. Cutting force prediction for circular end milling process. *Chinese Journal of Aeronautics* [online]. 2013, vol. 26, issue 4, s. 1057-1063 [cit. 2015-03-24]. DOI: 10.1016/j.cja.2013.04.003. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S100093611300054X>
- [42] ZAMAN, M.T., A. Senthil KUMAR, M. RAHMAN a S. SREERAM. A three-dimensional analytical cutting force model for micro end milling operation. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. 2006, vol. 46, 3-4, s. 353-366 [cit. 2015-03-24]. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2005.05.021. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695505001264>
- [43] WAN, M., W.H. ZHANG, G.H. QIN a G. TAN. Efficient calibration of instantaneous cutting force coefficients and runout parameters for general end mills. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. 2007, vol. 47, issue 11, s. 1767-1776 [cit. 2015-03-24]. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2006.06.012. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695506001660>
- [44] Nabídka firmy CZ Strakonice, interní dokumenty
- [45] Nabídka firmy Mair, interní dokumenty
- [46] ALESSANDRO STELLA S.R.L. *Offer N° 188.11 ZDAS: Bisell. CNC-1*. Udine, 2011.
- [47] LABCO S.A.S. *OFFER N° 027.00.13*. Cividale del Friuli, 2013.
- [48] SIEMENS. *SIMOTICS M-1PH8 Main Motor: Configuration Manual*. Nürnberg, 2012. Dostupné z: https://support.industry.siemens.com/cs/attachments/46484744/PH8S_0512_en-US.pdf?download=true
- [49] MAREK, Jiří. *Rotační soustavy: metodika návrhu*. Hulín, 2013. Studijní podpora. FSI VUT v Brně.
- [50] ZELENÝ, Petr. *Výrobní stroje I. - Obráběcí stroje: Podklady pro cvičení*. Liberec, 2005. Dostupné z: http://www.ksa.tul.cz/download/vyrobní_stroje/vs1_cviceni.pdf. Studijní podpora. TU v Liberci.
- [51] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES GMBH & CO.KG. *Super Precision Bearings: Spindle bearings*. Germany, 2014.
- [52] SKF. *Hlavní katalog*. Švédsko, 2007. Dostupné z: <http://www.arkov.cz/katalog-lozisek-skf>
- [53] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, xiv, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.

Str. 119	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [54] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0."
- [55] HIWIN S.R.O. *Kuličkové šrouby*. Brno, 2015. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/02_Kulickove_srouby.pdf
- [56] MAREK, Jiří. *Lineární posuvové soustavy: metodika návrhu*. Hulín, 2012. Studijní podpora. FSI VUT v Brně.
- [57] HIWIN S.R.O. *Lineární vedení*. Brno, 2014. Dostupné z: http://www.hiwin.cz/media/files/01_linearni_vedeni_v2.pdf
- [58] SIEMENS AG. *Industry mall* [online]. 2015 [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Product/?mlfb=1FK7100-2AF7.-....>
- [59] LEISTRITZ PRODUKTIONSTECHNIK GMBH. 2012. *End finishing tools*. Nürnberg. Dostupné také z: http://www.leistritz.com/production/de/03_implements/00_pdf/End_finishing_Tools.pdf
- [60] Nabídka firmy Leistritz, interní dokumenty
- [61] KORTAGROUP. *Technical catalogue: ballscrew*. Gipuzkoa (Španělsko), 2009.
- [62] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG. *Medias® professional – Product catalogue* [online]. Herzogenaurach (Německo), 2014 [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/B70.-C*B7018-C-T-P4S?mode=calc
- [63] T.E.A. TECHNIK S.R.O. *Technická data2*. Brno, 2010. Dostupné také z: www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/Technická_data_2.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	Vzdálenost mezi předním ložiskem a místem obrábění
aa	[mm ^{-1/2}]	Heywoodův parametr pro osazení
A _d	[mm ²]	Průřez třísky
A _{dα}	[mm]	Průřez třísky pro úhel α
a _e	[mm]	Šířka řezu
a _{fzp}	[mm]	Maximální hloubka třísky pro frézování
a _p	[mm]	Hloubka řezu
a _s	[m.s ⁻²]	Zrychlení stolu
B		Bór
b	[mm]	Vzdálenost mezi předním a zadním ložiskem
B _F	[mm]	Optimální vzdálenost ložisek pro zatížení od frézování
B _{pr}	[mm]	Průměrná hodnota optimálních vzdáleností
B _s	[mm]	Optimální vzdálenost ložisek pro zatížení od soustružení
c	[mm]	Vzdálenost mezi zadním ložiskem a působením síly F _{REM}
C _A	[N]	Celková tuhost uložení A
C _B	[N]	Celková tuhost uložení B
C _d	[N]	Dynamická únosnost ložiska
C _{dyn}	[N]	Dynamická únosnost
C _{dz}	[N]	Celková tuhost uložení
C _o	[N]	Statická únosnost vedení
D _A	[mm]	Průměr hřídele v místě podpory A
D _B	[mm]	Průměr hřídele v místě podpory B
D _c	[mm]	Průměr soustruženého obrobku
d _k	[mm]	Průměr kuličkového šroubu
d _L	[m]	Průměr hřídele pro ložisko
D _n	[-]	Otáčkový faktor kuličkového šroubu
D _p	[mm]	Zvolený průměr pístu
D _{pi}	[mm]	Průměr pístnice
D _{pistu}	[m]	Vypočtený průměr pístu
d _s	[m]	Střední průměr šroubu
D _{WA}	[mm]	Průměr valivých elementů v ložisku A
D _{WB}	[mm]	Průměr valivých elementů v ložisku B
E	[MPa]	Modul pružnosti oceli
f	[mm/ot]	Posuv na otáčku
F	[N]	Reakce v daném ložisku
f ₁	[-]	Koeficient tření pro valivé vedení
f ₂	[-]	Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu
f ₃	[-]	Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměr čepu
F _A	[N]	Požadovaná axiální síla
F _{af}	[N]	Axiální složka řezné síly pro frézování

F_{AY}	[N]	Reakce v podpoře A ve směru osy Y pro soustružení
F_{BX}	[N]	Reakce v podpoře B ve směru osy X pro soustružení
F_{BY}	[N]	Reakce v podpoře B ve směru osy Y pro soustružení
F_c	[N]	Tangenciální složka řezné síly
F_{cf}	[N]	Celková řezná síla pro frézování
F_{cfi}	[N]	Dílčí řezná síla pro frézování
F_{cs}	[N]	Hlavní řezná síla pro soustružení
Fe		Železo
F_f	[N]	Posuvová složka hlavní řezné síly
FF_{AY}	[N]	Reakce v podpoře A ve směru osy Y pro frézování
FF_{AZ}	[N]	Reakce v podpoře A ve směru osy Z pro frézování
FF_{BY}	[N]	Reakce v podpoře B ve směru osy Y pro frézování
FF_{BZ}	[N]	Reakce v podpoře B ve směru osy Z pro frézování
F_{ff}	[N]	Posuvová složka řezné síly pro frézování
F_{fs}	[N]	Posuvová složka hlavní řezné síly pro soustružení
F_g	[N]	Tíhová síla
F_{g1}	[N]	Tíhová síla na jeden vozík
f_H	[-]	Faktor tvrdosti
F_i	[N]	Dílčí hodnota zatížení kuličkového šroubu
F_k	[N]	Maximální teoreticky dovolená axiální síla
F_k	[N]	Síla od krouticího momentu
F_{kmax}	[N]	Maximální dovolená provozní axiální síla
F_m	[N]	Střední hodnota zatížení kuličkového šroubu
F_N	[N]	Normálová síla
f_o	[-]	Koeficient statického tření
F_p	[N]	Pasivní složka hlavní řezné síly
F_{ps}	[N]	Pasivní složka hlavní řezné síly pro soustružení
F_{REM}	[N]	Síla od předeprnutí ozubeného řemenu
F_{RFB}	[N]	Vektorový součet radiálního zatížení
F_T	[N]	Pasivní odpor valivého vedení
f_T	[-]	Faktor teploty
F_t	[N]	Třecí síla
F_{t1}	[N]	Vektorový součet působících sil
f_v	[Hz]	Vzorkovací frekvence
f_w	[-]	Faktor zatížení
F_x	[N]	Složka řezné síly v ose X
F_Y	[N]	Složka řezné síly v ose Y
F_Z	[N]	Složka řezné síly v ose Z
f_z	[mm/zub]	Posuv na zub
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
h	[mm]	Tloušťka třísky
i	[-]	Počet ložisek v uložení
i_A	[-]	Počet valivých řad ložiska A

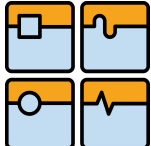
i_B	[-]	Počet valivých řad ložiska B
I_{\max}	[A]	Maximální proud motoru
I_{rated}	[A]	Jmenovitý proud motoru
J_1	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti menší z řemenic
J_2	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti větší z řemenic
J_A	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu v místě ložiska A
J_B	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu v místě ložiska B
J_{mot}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_n	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti nástroje
J_{rhm}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
JÚS		Jednouúčelové stroje
J_{vret}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti vřetene
k_c	[N/mm ²]	Měrný řezný odpor
k_{cmax}	[N/mm ²]	Maximální měrný řezný odpor
k_d	[-]	Koeficient uložení kuličkového šroubu
K_{DkA}	[MPa]	Koeficient bezpečnosti pro dynamickou kontrolu při krutu v řezu A
K_{DoG}	[MPa]	Koeficient bezpečnosti pro dynamickou kontrolu při ohybu v řezu G
K_F	[-]	Poměr axiálního vůči radiálnímu zatížení ložiska pro frézování
k_{fc}	[N/mm ²]	Specifická řezná síla
K_k	[-]	Započítaný koeficient bezpečnosti
k_k	[-]	Koeficient závislosti na uložení
K_{kA}	[-]	Koeficient bezpečnosti v řezu A
K_{oA}	[-]	Koeficient bezpečnosti pro ohyb v řezu A
K_S	[-]	Poměr axiálního vůči radiálnímu zatížení ložiska pro soustružení
KŠM		Kuličkový šroub a matice
l	[mm]	Délka záběru
L	[m]	Délka stolu
L_1	[m]	Nominální životnost
l_d	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky
L_{FAh10}	[h]	Hodinová životnost ložiska A pro zatížení od frézování
L_{FBh10}	[h]	Hodinová životnost ložiska B pro zatížení od frézování
L_h	[h]	Hodinová životnost kuličkového šroubu
L_{h10}	[h]	Hodinová trvanlivost ložiska
L_{hd}	[h]	Doporučená hodnota hodinové životnosti
l_k	[mm]	Nepodepřená délka hřídele
L_o	[ot]	Životnost kuličkového šroubu v otáčkách
L_{SAh10}	[h]	Hodinová životnost ložiska A pro zatížení od soustružení
L_{SBh10}	[h]	Hodinová životnost ložiska B pro zatížení od soustružení
m	[kg]	Hmotnost celku posouvaného osou Z
m_c	[-]	Materiálový koeficient
M_{dG}	[Nm]	Dynamický moment od pasivního odporu v ložiskách

M_{dGT}	[Nm]	Dynamický zátěžný moment od tíhové síly
M_{dKSM}	[Nm]	Dynamický moment od pasivního odporu v matici kuličkového šroubu
M_{dm}	[Nm]	Dynamický krouticí moment motoru
M_F	[Nm]	Moment zátěže od vyosení axiální síly
M_G	[Nm]	Moment zátěže od třecích sil
M_{GT}	[Nm]	Zátěžný moment od tíhové síly
M_k	[Nm]	Potřebný krouticí moment
M_{kf}	[Nm]	Krouticí moment potřebný pro frézování
MKP		Metoda konečných prvků
M_{ksD}	[Nm]	Krouticí moment pro soustružení tyče o průměru D
M_{KSM}	[Nm]	Moment od předeprnutí kuličkového šroubu
M_L	[Nm]	Moment zátěže od třecích sil v ložisku
M_m	[Nm]	Potřebný krouticí moment motoru
M_{max}	[Nm]	Maximální moment motoru
M_o	[Nm]	Rozběhový moment motoru
M_{oA}	[Nm]	Moment ohybu v řezu A
M_{pD}	[Nm]	Vážený součet jednotlivých časových momentových zatížení pro tyč průměru D
M_{pFD}	[Nm]	Momentové zatížení motoru od frézování pro tyč průměru D
M_{psD}	[Nm]	Momentové zatížení motoru od soustružení pro tyč průměru D
M_{rated}	[Nm]	Jmenovitý moment motoru
M_{s1nfr}	[Nm]	Hodnota momentu S1 motoru pro otáčky n_{fr}
M_{s1npsD}	[Nm]	Hodnota momentu S1 motoru pro otáčky n_{psD}
M_v	[Nm]	Krouticí moment pro nezatížený stroj
M_x	[Nm]	Složka momentu kolem osy X
M_{x1}	[Nm]	Zátěžný moment působící na vozík
M_Y	[Nm]	Složka momentu kolem osy Y
M_Z	[Nm]	Složka momentu kolem osy Z
M_{zsrhm}	[Nm]	Součet dílčích odporových motorů
n	[ot/min]	Otáčky vřetene soustruhu
Nd		Neodym
n_D	[ot/min]	Otáčky potřebné pro soustružení tyče o průměru D
n_{fr}	[ot/min]	Otáčky potřebné pro frézování
n_{fs}	[min ⁻¹]	Střední otáčky pro frézování
n_i	[ot/min]	Otáčky v daném režimu
n_k	[ot/min]	Kritické otáčky kuličkového šroubu
n_m	[ot/min]	Střední hodnota otáček kuličkového šroubu
n_{max}	[ot/min]	Maximální přípustné otáčky
n_n	[-]	Počet současně zabírajících břitů nástroje
n_{psD}	[ot/min]	Otáčky motoru pro tyč o průměru D
n_{rated}	[rpm]	Jmenovité otáčky motoru
n_s	[min ⁻¹]	Střední hodnota frekvence otáčení ložiska

n_{ss}	$[\text{min}^{-1}]$	Střední otáčky pro soustružení
n_z	$[-]$	Počet zubů v záběru
P	$[\text{N}]$	Ekvivalentní dynamické zatížení
p	$[-]$	Koeficient zohledňující typ ložiska
P_{FA}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku A pro frézování
P_{FB}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku B pro frézování
P_{\max}	$[\text{kW}]$	Maximální výkon motoru
P_{motf}	$[\text{kW}]$	Výkon motoru potřebný pro frézování
P_{mots}	$[\text{kW}]$	Výkon motoru potřebný pro soustružení
P_o	$[\text{W}]$	Příkon při běhu bez zatížení
pp	$[-]$	Převodový poměr
P_{rated}	$[\text{kW}]$	Jmenovitý výkon motoru
P_f	$[\text{W}]$	Příkon potřebný k obrábění
P_{SA}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku A pro soustružení
P_{SB}	$[\text{N}]$	Ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku B pro soustružení
P_z	$[\text{W}]$	Příkon při zatížení
Q_A	$[\text{N}]$	Síla na valivý element ložiska A
Q_B	$[\text{N}]$	Síla na valivý element ložiska B
R_e	$[\text{MPa}]$	Mez kluzu materiálu
R_G	$[\text{mm}]$	Poloměr vrubu v řezu G
R_m	$[\text{MPa}]$	Mez pevnosti materiálu
s	$[\text{m}]$	Stoupání kuličkového šroubu
S_A	$[\text{mm}^2]$	Průřez hřídele v řezu A
S_{pistu}	$[\text{m}^2]$	Plocha pístu
t_{1-6}	$[\text{mm}]$	Tloušťky třísky
t_{frD}	$[\text{s}]$	Čas potřebný pro zfrézování čela tyče o průměru D
t_i	$[\text{s}]$	Čas, po který působí otáčky n_i
t_{ii}	$[\%]$	Procentuální hodnoty časů t_i
t_r	$[\text{s}]$	Čas rozběhu
t_{sD}	$[\text{s}]$	Čas potřebný pro sražení hran tyče o průměru D
t_v	$[\text{s}]$	Čas výměny
v_1	$[\text{mm}]$	Zdvih hydraulického válce 1
v_2	$[\text{mm}]$	Zdvih hydraulického válce 2
VBD		Vyměnitelné břitové destičky
v_c	$[\text{m/min}]$	Řezná rychlost
v_{fr}	$[\text{mm/min}]$	Rychlost posuvu
v_{fre}	$[\text{m/min}]$	Řezná rychlost pro frézování
v_{fsD}	$[\text{mm/s}]$	Posuvová rychlost pro soustružení daného průměru
v_r	$[\text{m/min}]$	Rychlost rychloposuvu
V_α	$[\text{mm}]$	Výška trojúhelníku pro úhel α
w	$[\text{mm}]$	Celková deformace na předním konci vřetene od frézování
W_{kA}	$[\text{mm}^3]$	Průřezový modul v krutu pro řez A
W_{oA}	$[\text{mm}^3]$	Průřezový modul v ohybu pro řez A

x	[-]	Počet různých otáčkových režimů během jednoho cyklu
x_{A-G}	[mm]	Vzdálenost mezi působištěm síly F_{REM} a průřezem A-G
x_{DD}	[mm]	Vzdálenosti reakce F_{AY} od působiště síly F_{REM}
x_{GG}	[mm]	Vzdálenosti reakce F_{BY} od působiště síly F_{REM}
$X_{m\alpha}$	[mm]	Strana protilehlá k úhlu α
$X_{m\beta}$	[mm]	Strana protilehlá k úhlu β
X_{α}	[mm]	Maximální délka záběru pro úhel α
Y	[mm]	Deformace na předním konci vřetene od frézování v ose Y
y_A	[mm]	Deformace ložisek v podpoře A
y_B	[mm]	Deformace ložisek v podpoře B
y_C	[mm]	Celková deformace pro danou operaci v ose Y
y_{FLY}	[mm]	Deformace ložisek v ose Y od frézování
y_{FLZ}	[mm]	Deformace ložisek v ose Z od frézování
y_{FVY}	[mm]	Deformace vřetene v ose Y od frézování
y_{FVZ}	[mm]	Deformace vřetene v ose Z od frézování
y_L	[mm]	Deformace ložisek
y_v	[mm]	Deformace vřetene
z	[-]	Počet zubů frézy
Z	[mm]	Deformace na předním konci vřetene od frézování v ose Z
z_a	[-]	Počet valivých elementů ložiska A
Z_b	[-]	Počet valivých elementů ložiska B
α	[°]	Úhel sražení hrany
α_{kA}	[-]	Tvarový součinitel vrubu při zatěžování krutem v řezu A
α_{oA}	[-]	Tvarový součinitel vrubu při zatěžování ohybem v řezu A
α_{oA}	[-]	Tvarový součinitel vrubu při zatěžování smykem v řezu A
β	[°]	Protilehlý úhel k úhlu sražení
β_{kA}	[-]	Součinitel vrubu pro krut v místě řezu A
β_{oG}	[-]	Součinitel vrubu pro ohyb v místě řezu G
γ_o	[°]	Úhel čela
ε_m	[s ⁻²]	Úhlové zrychlení motoru
η	[-]	Účinnost hnacího motoru
η_c	[-]	Celková účinnost pohonu
η_L	[-]	Účinnost ložisek
η_s	[-]	Účinnost kuličkového šroubu
θ_i	[°]	Úhel, pod kterým zabírá i-tý zub
κ	[°]	Úhel nastavení
σ_{oA}	[MPa]	Vypočtená hodnota napětí v ohybu pro řez A
σ_{oc}	[MPa]	Mez únavy v ohybu
σ_{ocG}	[MPa]	Mez únavy vrubovaného vzorku v ohybu pro řez G
σ_{odov}	[MPa]	Dovolené napětí pro ohyb při střídavém zatěžování
σ_{omaxA}	[MPa]	Maximální vypočtená hodnota napětí v ohybu pro řez A
σ_{redA}	[MPa]	Hodnota redukováného napětí pro řez A
σ_{sA}	[MPa]	Vypočtená hodnota napětí ve smyku pro řez A

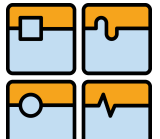
σ_{smaxA}	[MPa]	Maximální vypočtená hodnota napětí ve smyku pro řez A
τ_{kA}	[MPa]	Vypočtené napětí v krutu v řezu A
τ_{kc}	[MPa]	Mez únavy v krutu
τ_{kcA}	[MPa]	Mez únavy vrubovaného vzorku v krutu pro řez A
τ_{kdov}	[MPa]	Dovolené napětí pro ohyb při střídavém zatěžování
τ_{kmaxA}	[MPa]	Maximální vypočtené napětí v krutu v řezu A
φ_s	[°]	Úhel záběru

Str. 127	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

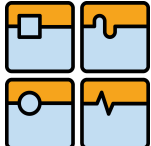
SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1 Příklad schématu inspekční linky
- Obr. 2 Inspekční linka
- Obr. 3 Porovnání vybraných vlastností pro různé materiály
- Obr. 4 Příklad použití rámu z granitu u souřadnicového měřicího stroje
- Obr. 5 Vliv uložení na vlastnosti rámu
- Obr. 6 Kuličkový šroub a matice
- Obr. 7 Pastorek a hřeben
- Obr. 8 Výroba kuličkových šroubu válcováním
- Obr. 9 Výroba kuličkových šroubů okružováním
- Obr. 10 Výroba kuličkových šroubů broušením
- Obr. 11 Způsoby připojení motoru
- Obr. 12 Možnost mechanického vymezení vůle v použití pastorku a hřebene
- Obr. 13 Princip funkce Master Slave
- Obr. 14 Přírubový pastorek
- Obr. 15 Pastorek se zvonem a podpůrným ložiskem
- Obr. 16 Průřez hydrostatického šroubu
- Obr. 17 Schéma principu lineárního motoru
- Obr. 18 Příklad lineárního motoru firmy Siemens
- Obr. 19 Průřezy hydrodynamickými vedeními
- Obr. 20 Otevřené a uzavřené vedení
- Obr. 21 Pás klece s valivými elementy
- Obr. 22 Valivé vedení s neomezenou délkou
- Obr. 23 Způsoby uspořádání kuliček ve valivém vedení
- Obr. 24 Teleskopické kryty
- Obr. 25 Ochranný měch
- Obr. 26 Stěrače vedení
- Obr. 27 Způsoby zástavby vřeten
- Obr. 28 Způsoby uspořádání ložisek v sadě
- Obr. 29 Elektrovřetena firmy Siemens
- Obr. 30 Druhy používaných kuželových stopek
- Obr. 31 Kuželová stopka Capto
- Obr. 32 Schéma mechanického upínacího systému
- Obr. 33 Schéma upínacího systému s využitím tlačných pružin
- Obr. 34 Řada nástrojů pro odhrotování firmy Leistrütz
- Obr. 35 Nástroje k odhrotování nekuhových profilů
- Obr. 36 Odhroťovací stroj CZ Strakonice
- Obr. 37 Odhroťovací stroj Mair
- Obr. 38 Odhroťovací stroj Stella
- Obr. 39 Odhroťovací stroj Labco
- Obr. 40 Vzorky před měřením
- Obr. 41 Měřicí aparatura
- Obr. 42 Doporučené řezné parametry VBD
- Obr. 43 Soustruh SU50
- Obr. 44 Detail na odmontovaný suport

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 128
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Obr. 45 Příprava před měřením na stroji
 Obr. 46 Prostředí programu Dynoware před zahájením měření
 Obr. 47 Zvýrazněné odchylky naměřených hodnot
 Obr. 48 Výsledné naměřené hodnoty po úpravě
 Obr. 49 Průběh jednoho z měření
 Obr. 50 Výpočet řezných sil
 Obr. 51 Znázornění jednotlivých úhlů sražení
 Obr. 52 Průřez třísky
 Obr. 53 Znázornění parametrů použitých při výpočtu průřezu třísky
 Obr. 54 První varianta
 Obr. 55 Druhá varianta
 Obr. 56 Motor 1PH8 133-1_F
 Obr. 57 Kinematické schéma pohonu
 Obr. 58 Silové působení na vřeteno při soustružení
 Obr. 59 Silové působení na vřeteno při frézování v rovině XY
 Obr. 60 Silové působení na vřeteno při frézování v rovině XZ
 Obr. 61 Zvolené uspořádání ložisek
 Obr. 62 Výpočet trvanlivosti pomocí kalkulátoru
 Obr. 63 Průřez vřetene osazeného komponenty
 Obr. 64 Znázornění působení sil na vřeteno při soustružení a nebezpečných míst
 Obr. 65 Tvarové součinitele pro namáhání krutem
 Obr. 66 Tvarové součinitele pro namáhání ohybem
 Obr. 67 Tvarové součinitele pro namáhání smykem
 Obr. 68 Znázornění působení sil na vřeteno při frézování a nebezpečných míst
 Obr. 69 Řez sestavou vřeteníku a převodové skříně
 Obr. 70 Detail předního konce vřeteníku
 Obr. 71 Sestava vřeteníku, vřetene a převodové skříně s pohonem
 Obr. 72 Odhroťovací nástroj od firmy Leistriz
 Obr. 73 Lože stroje
 Obr. 74 Pohled na základní desku lože
 Obr. 75 Svařenec suportu
 Obr. 76 Svařenec desky suportu
 Obr. 77 Znázornění posuvů v jednotlivých osách
 Obr. 78 Schéma způsobu předepnutí matice typu AP+A
 Obr. 79 Koeficient uložení kuličkového šroubu
 Obr. 80 Koeficient uložení kuličkového šroubu
 Obr. 81 Schéma posuvové osy
 Obr. 82 Motor 1FK7101-2AF71-1SH
 Obr. 83 Schéma valivého vozíku HGW na kolejnici HGR
 Obr. 84 Působení jednotlivých momentů na vozík
 Obr. 85 Rozložení posuvových jednotek
 Obr. 86 Detail sestavy kuličkového šroubu, matice a pohonu
 Obr. 87 Upínací mechanismus
 Obr. 88 Znázornění sil na obráběné tyči
 Obr. 89 Hydraulický válec CDM1 MT4
 Obr. 90 Odhroťovací stroj model
 Obr. 91 Schéma odvodu třísek ze stroje

Str. 129	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

SEZNAM TABULEK

Tab. 1	Výhody a nevýhody druhů pohonů
Tab. 2	Druhy vedení
Tab. 3	Měřicí aparatura
Tab. 4	Hodnoty posuvů na otáčku
Tab. 5	Hodnoty průřezu třísky
Tab. 6	Vypočtené hodnoty krouticích momentů a otáček
Tab. 7	Hodnoty posuvů na zub
Tab. 8	Hodnoty krouticích momentů a otáček na motoru
Tab. 9	Parametry motoru 1PH8 133-1_F
Tab. 10	Jednotlivé složky řezných sil působících na vřeteno
Tab. 11	Parametry vstupující do výpočtu optimální vzdálenosti ložisek
Tab. 12	Rozložení zatížení
Tab. 13	Orientační hodnoty trvanlivosti
Tab. 14	Mechanické vlastnosti
Tab. 15	Zatížení vřetene soustružení
Tab. 16	Vypočítané hodnoty pevnostního výpočtu pro soustružení
Tab. 17	Zatížení vřetene při frézování
Tab. 18	Vypočtené hodnoty pevnostního výpočtu pro frézování
Tab. 19	Doporučené hodnoty hodinových životností kuličkových šroubů
Tab. 20	Výsledky kontrolních výpočtů kuličkového šroubu pro osu X
Tab. 21	Hodnoty dílčích účinností
Tab. 22	Parametry vstupující do výpočtů
Tab. 23	Vypočtené hodnoty potřebných krouticích momentů motoru
Tab. 24	Základní parametry zvoleného motoru

SEZNAM GRAFŮ

Graf č. 1	Závislost měrného řezného odporu na hloubce řezu pro ocel 42CrMo4
Graf č. 2	Závislost měrného řezného odporu na hloubce řezu pro ocel 16MnCr5
Graf č. 3	Závislost měrného řezného odporu na hloubce řezu pro ocel C45
Graf č. 4	Zatěžovací cyklus odhrotovacího stroje
Graf č. 5	Výkonová charakteristika motoru 1PH8 133-1_F
Graf č. 6	Momentová charakteristika motoru 1PH8 133-1_F
Graf č. 7	Závislost deformace ložisek y_{Ls} a vřetene y_{Vs} na b
Graf č. 8	Závislost celkové deformace předního konce vřetene na b
Graf č. 9	Závislost deformace ložisek y_{FLY} a vřetene y_{FVY} na b
Graf č. 10	Závislost deformace ložisek y_{FLZ} a vřetene y_{FVZ} na b

SEZNAM PŘÍLOH NA CD

VÝPOČTOVÁ ČÁST

- Mathcad – Vyp_zatizeni_stroje_pohonu.pdf
- Mathcad – Vyp_dynamicka_podm_hl_pohon.pdf
- Mathcad – Vyp_optim_vzd_lozisek.pdf
- Mathcad – Vyp_pevnost_vretene.pdf
- Mathcad – Vyp_vedeni_posuv_X.pdf
- Mathcad – Vyp_vedeni_posuv_Z.pdf
- Mathcad – Vyp_KSM_osaX.pdf
- Mathcad – Vyp_KSM_osaZ.pdf
- Mathcad – Vyp_upinac.pdf

MĚŘENÍ ŘEZNÝCH SIL

- Měrné řezné odpory.xlsx
- 16MnCr5_tl123.xlsx
- 16MnCr5_tl456.xlsx
- C45_tl123.xlsx
- C45_tl456.xlsx
- 42CrMo4_tl123.xlsx
- 42CrMo4_tl456.xlsx
- Měření foto

MODEL

- Sestava_celek.stp
- Pack and go

VÝKRESY

- | | |
|--------------------------|------------------------------------|
| • 1-1505001.pdf | - Sestava odhrotovacího stroje |
| • 1-1505001_kusovnik.pdf | - Seznam položek sestavy |
| • 3-1505002.pdf | - Sestava vřeteníku |
| • 3-1505002_kusovnik.pdf | - Seznam položek sestavy vřeteníku |
| • 2-1505003.pdf | - Sestava suportu |
| • 2-1505003_kusovnik.pdf | - Seznam položek sestavy suportu |
| • 3-1505004.pdf | - Výkres vřetene |